TECHNIKA LOTNICZA

KWARTALNIK ZWIĄZKU POLSKICH INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW LOTNICZYCH

(KOŁO LOTNICZE SIMP)

TREŚĆ ZESZYTU

ROK V **ZESZYT 4(11)** **GRUDZIEŃ 1950**

WYDAWANY NAKŁADEM NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

WAŻNE DLA PLANUJĄCYCH WYDATKI NA ZAKUP I PRZEDPŁATĘ CZASOPISM TECHNICZNYCH NA ROK 1951.

INSTYTUCJE WYDAJĄCE CZASOPISMA TECHNICZNE, A MIANOWICIE:

NACZELNA ORGANIZACJA TECHNICZNA
PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE
WYDAWNICTWA KOMUNIKACYJNE

— działając na podstawie wytycznych Komisji Wydawnictw Technicznych przy Państwowej Komisji Planowania Gospodarczego,

— biorąc pod uwagę doniosłą rolę, jaką prasa techniczna powinna spełniać przy realizacji planu 6-cio letniego,

— w dążeniu do uprzystępnienia literatury fachowej jak najszerszym rzeszom pracowników, ujednoliciły warunki przedpłaty i ceny czasopism na rok 1951.

Wysokość normalnej przedpłaty została uzależniona od objętości czasopisma, przedpłatę ulgową ustalono dla wszystkich czasopism jednakowo w wysokości zł 1,50, bądź zł 3,— za jeden zeszyt poszczególnego czasopisma, bez względu na objętość

Wyżej wymienione instytucje wydawnicze proszą urzędy, instytucje i przedsiębiorstwa gospodarki uspołecznionej, o zapewnienie w swych budżetach, bądź planach finansowo-gospodarczych, na rok 1951 potrzebnych na ten cel środków finansowych.

Ponadto uprasza się związki zawodowe, stowarzyszenia inżynierów i techników, kluby racjonalizatorów, dyrekcje szkół zawodowych oraz koła naukowe studentów szkół wyższych i szkół technicznych, aby przystąpiły do organizowania zbiorowej przedpłaty czasopism technicznych.

1. Czasopisma wydawane przez Naczelną Organizację Techniczną

Grupa A

Nazwa czasopisma	Częstość ukazywania się	Cena nom. min. zeszytu w 1951 r	Przedpłata normalna			Przedpłata ulgowa		
			kwartalna	półroczna	roczna	kwartalna	półroczna	roczna
Architektura	mies.	15.—	45.—	90.—	180.—	18.—	36.—	72.—
Gospodarka Wodna	mies.	7.50	22.50	45.—	90.—	9.—	18.—	36.—
Inżynieria i Budownictwo	mies.	9.—	27.—	54.—	108.—	9.—	18.—	36.—
Przegląd Elektrotechniczny	mies	9.—	27.—	54.—	108.—	9.—	18.—	36.—
Przegląd Geodezyjny	mies.	6.—	18.—	36.—	72.—	9.—	18.—	36.—
Przegląd Mechaniczny	mies.	6.—	18.—	36.—	72.—	9.—	18.—	36.—
Przegląd Papierniczy	mies.	4.50	13.50	27.—	54.—	9.—	18.—	36.—
Przegląd Techniczny	mies.	9.—	27.—	54.—	108.—	4.50	9.—	18.—
Przegląd Telekomunikacyjny	mies.	6.—	18.—	36.—	72.—	9.—	18.—	36.—
Przegląd Chemiczny	mies.	12.—	36.—	72.—	144.—	9.—	18.—	36.—
Technika Lotnicza	kwart.	6.—	6.—	12.—	24.—	3.—	6.—	12.—
Technika Morza i Wybrzeża	mies.	6.—	18.—	36.—	72.—	9.—	18.—	36.—

(c. d. na III str. okładki).

TECHNIKA LOTNICZA

KWARTALNIK ZWIĄZKU POLSKICH INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW LOTNICZYCH
(KOŁO LOTNICZE SIMP)

ROK V ZESZYT 4(11) GRUDZIEŃ 1950 r.

PO ROKU PLANU

Stojąc u progu drugiego roku planu sześcioletniego powinniśmy podsumować dotychczasowe prace wykonane dla położenia podstaw naszej gospodarki lotniczej. Miniony rok bynajmniej nie zadowala nas i analiza niektórych błędów byłaby bardzo na czasie. Kilka słów chcielibyśmy powiedzieć o zasadniczym warunku wykonania tego planu, t. j. o samym planowaniu i kontroli jego wykonania.

Samo zagadnienie techniczne planowania polega przede wszystkim na określeniu celu, do którego dążymy oraz wynikających z niego programów ogólnych, tematów i przedmiotów planu oraz efektów zamierzeń. W dalszym ciągu winno następować określenie charakteru współpracy zainteresowanych komórek, ustalenie metod wykonania oraz określenie kolejności prac. Po zakończeniu części koncepcyjnej należy przejść do ustalenia obsady, zaprojektowania organizacji i zaopatrzenia, określenia kosztów i opracowania harmonogramów. Wykonanie tych wszystkich czynności jest ogólnie znane i nie może nastręczać poważniejszych trudności poza instytutami naukowo-badawczymi oraz komórkami wytwarzającymi prototypy, w których trudności planowania winny być rozwiązane indywidualnie.

Ogólnie biorąc plan sześcioletni zmusza nas do wysiłków większych niż w latach poprzednich, jest to jednak w zupełności zrozumiałe, jeśli weźmiemy pod uwagę wyraźne poprawienie się warunków pracy i podniesienie stopy życiowej przeciętnego pracownika. Wprawdzie zniszczenia powojenne zmuszają nasz aparat kierowniczy do zaliczenia lotnictwa wogóle do zagadnień mniej pilnych, ale to nie może być w żadnym wypadku powodem do lekkiego traktowania pracy, która została nam powierzona, bowiem w ogólnym planie długofalowym ma ona swoje miejsce i znaczenie, którego bynajmniej nie można lekceważyć. Nasza praca obecna polega, obrazowo mówiąc, na zbudowaniu lotniska i samolotu umożliwiającego nam start. Tylko bardzo krótkowzroczni i lekkomyślni ludzie mogą lekceważyć pracę, która przecież umożliwi nam dopiero wzniesienie się na pewien określony poziom, zależny zarówno od szybkości jak i jakości wypełnienia postawionych nam zadań.

Jednym z najważniejszych błędów popełnionych dotychczas jest rozpracowywanie zbyt wielu zagadnień jak na nasze obecne możliwości i wynikająca z tego fragmentaryczność prac połączona często z brakiem konsekwencji i wytrwałości w doprowadzeniu rozpoczętego dzieła do końca. Chociaż świadczy to dodatnio o skali naszych zainteresowań, to jednak musimy zwrócić nasze wysiłki raczej w stronę rozwiązania najpilniejszych zagadnień, a nie pozostawiać ich wybór częściowej przypadkowości wynikającej zwykle z osobistych dążeń poszczególnych pracowników względnie całych ich grup.

Zainteresowanie ogólnym postępem lotnictwa cechuje u nas bardzo wyraźna jednostronność anglosaska i chociaż ostatnio widać starania w kierunku zmiany tego stanu rzeczy, to mamy jednak w tej dziedzinie bardzo wiele do zrobienia. Powinniśmy znacznie więcej uwagi poświęcać osiągnięciom Związku Radzieckiego oraz krajów demokracji ludowych i tak uzgodnić z nimi nasz plan pracy, aby stanowił on harmonijną całość w rozwoju ludowego lotnictwa.

Harmonizowanie prac poszczególnych placówek naszego lotnictwa nie stoi jeszcze na odpowiednim poziomie i to co powiedzieliśmy wyżej w skali międzynarodowej odnosi się również i przede wszystkim do naszych wewnętrznych stosunków. Uważamy, że sprawa nadrzędnej instytucji kierującej jest w tej chwili bardzo pilna i należałoby prace prowadzone w tym kierunku przez *PKPG* znacznie przyśpieszyć.

Stosunkowo słabe powiązanie prac naukowo-badawczych z przemysłem i odbiorcą winno być bardzo wzmocnione. Inicjatywa w tym kierunku powinna wyjść nie tylko od instytutów naukowo-badawczych, ale również i od przemysłu oraz odbiorców lotniczych, którzy do chwili obecnej nie przejawiają pod tym względem poważniejszych wysiłków. Zaniedbanie to może powodować wykonywanie prac badawczych pozbawionych uzasadnienia ekonomicznego, co w planowej gospodarce socjalistycznej jest absolutnie niedopuszczalne.

Usunięcie wymienionych niedociągnięć może wpłynąć na wyeliminowanie istniejącego dotychczas częściowego chaosu organizacyjnego oraz partyzantki, polegającej na uzależnieniu rozpatrywanych zagadnień od ludzi, którzy nimi się zajmują. Nie może natomiast wpłynąć na całkowite usunięcie trudności, z jakimi musimy walczyć przy układaniu planu. Jedną z tych trudności jest problem kadr, omówiony przez „Technikę Lotniczą" w numerze poprzednim.

Ogólnym celem najbliższej przyszłości jest unowocześnienie naszego lotnictwa i dostosowanie skali jego rozwoju do ogólnych założeń planu sześcioletniego. Zrozumiałe jest, że wobec ogólnie znanych trudności, w jakich się znajduje nasze młode państwo ludowe, wykonanie nakreślonych planów nie jest bynajmniej sprawą łatwą. Planowanie nie kończy się na ustaleniu planu, a wymaga codziennej troski o jego wykonanie. Dlatego też kontrola wykonania planu jest nie mniej ważna niż sam plan, chociaż nie wszyscy planujący zdają sobie z tego dobrze sprawę. Kontrola wykonania powinna być tak pomyślana, aby zawczasu sygnalizować możliwości opóźnień i w ten sposób ułatwić zapobieganie im. Sprawozdawczość więc jako odbicie kontroli wykonania planu powinna stać na odpowiednio wysokim poziomie i w żadnym wypadku nie może być lekceważona i traktowana jako kula u nogi. Określanie sprawozdawczości jako „roboty papierkowej" dowodzi albo nieświadomości albo złej woli, gdyż jest to zwykle osłanianie własnego nieróbstwa i chaotyczności w pracy. Nieświadomość należy likwidować przy pomocy odpowiednich wyjaśnień — ze złą wolą należy walczyć z całą bezwzględnością.

Sprawa ta jest bardzo ważna, jeśli bowiem nie wytworzymy dokoła planu sześcioletniego atmosfery walki, to wobec znacznych trudności nie będziemy w stanie go wykonać. Wytworzenie tej atmosfery spada, poza kierownictwem poszczególnych placówek lotniczych, na jednostki organizacyjne Polskiej Zjednoczonej Partii Robotniczej oraz Związków Zawodowych. Postawienie tego zagadnienia na odpowiedniej płaszczyźnie musi dać rezultat. Plan sześcioletni musimy wykonać i wykonamy go. Jest to sprawa naszej ambicji.

„Byłoby głupotą sądzić, że plany produkcyjne sprowadzają się do wyliczenia cyfr i zadań. W gruncie rzeczy plan produkcyjny, to żywa, praktyczna działalność milionów ludzi. Realność naszego planu produkcyjnego to miliony ludzi pracy tworzących nowe życie. Realność naszego programu to żywi ludzie, to my i wy, nasza wola do pracy, nasza gotowość pracowania nowym stylem, nasze zdecydowanie aby plan wykonać."

Józef Stalin — „Zagadnienia leninizmu"
wyd. Książka

„Sukcesy produkcyjne, osiągnięte w ciągu roku 1949 i w pierwszych miesiącach r. 1950 oraz rozwój współzawodnictwa pracy stworzyły podstawę dla śmielszego planowania gospodarki narodowej i do założenia większego tempa rozwoju niż to przewidywały wytyczne uchwalone na Kongresie Zjednoczeniowym".

Bolesław Bierut — wyjątek z przemówienia
na IV Plenum KC PZPR

Przykład ZSRR, pomoc ZSRR, przyjaźń ZSRR to gwarancja wykonania Planu Sześcioletniego

Bolesław Bierut

PRZYJAŹŃ ZSRR PRZYKŁAD POMOC

Rocznica Wielkiej Rewolucji Październikowej, to nie tylko święto naszego wielkiego sąsiada i przyjaciela — Związku Radzieckiego, ale to zarazem święto wszystkich ludzi pracy miast i wsi. Jest to rocznica wielkiego przełomu, który zapoczątkował nowy, sprawiedliwy ustrój społeczny, najpierw na terenach Związku Radzieckiego, a ostatnio na obszarach państw określanych mianem państw demokracji ludowej.

U nas rocznica ta zbiega się z miesiącem przyjaźni polsko-radzieckiej. Jest to miesiąc przyjaźni dwóch krajów — niegdyś tylko sąsiadów i to często niechętnych, dziś zaś przyjaciół. Przyjaźń ta zapoczątkowana na polach bitew, rozwinęła się i okrzepła. Stanowi ona przyjaźń dwóch państw, w których rządy są w rękach ludu, kroczących po drodze wytyczonej przez wskazania nauki Marksa, Lenina i Stalina. Dla nas pracowników polskiego ludowego lotnictwa, dzieje i rozwój tej przyjaźni są szczególnie pamiętne. Dzięki pomocy *ZSRR* powstały w czasie wojny i wkroczyły do kraju polskie ludowe formacje lotnicze. Polski lotnik wyszkolony przez radzieckiego instruktora latał na sprzęcie wytwarzanym w radzieckich zakładach, walcząc w jednej nieraz załodze ze swym radzieckim kolegą i gromiąc wspólnego wroga — hitlerowską Trzecią Rzeszę. Przykład, pomoc i przyjaźń radzieckich lotników pozwoliły nam stworzyć polskie ludowe lotnictwo, znacznie silniejsze niż niegdyś posiadane.

Natychmiast po zakończeniu działań wojennych mogliśmy dzięki pomocy Armii Czerwonej przystąpić do zakładania aeroklubów i szkolenia w nich nowych pilotów. Stare, poczciwe *PO-2* t. zw. *„Kukuruźniki"*, które pomimo nieco archaicznego wyglądu dobrze się przysłużyły partyzantom, powstańcom Warszawy, odciętym oddziałom itp., poszły na nową służbę — znosiły z wyrozumieniem brutalne ruchy młodych pilotów szkolonych w nowo-założonych aeroklubach Ludowej Polski, niosły pomoc w nagłych wypadkach i ratowały powodzian. Licencja radziecka i dostarczenie kompletnej dokumentacji pozwoliło na szybkie uruchomienie polskiej wersji tych niezawodnych samolotów pierwszego szkolenia i potrzebnych do nich silników *M11*. I na tym więc odcinku — na odcinku lotnictwa sportowego i szkolnego — pomoc i przyjaźń Związku Radzieckiego pozwala nam lekko i bez zaburzeń przejść przez okres najtrudniejszy, jakim jest okres opracowywania prototypów nowych samolotów i silników własnej konstrukcji. Zdumiewająco szybki, jak na nasze przedwojenne stosunki, rozwój lotnictwa sportowego, jego umasowienie, możliwy był jedynie dzięki pomocy i przykładowi Związku Radzieckiego, dzięki oparciu na doświadczeniu i wzorach radzieckich. Rok bieżący był rokiem przekraczania osiągnięć i rekordów naszego szybownictwa przedwojennego przez szybownictwo Polski Ludowej. Fakt, że w tak szybkim tempie zdołaliśmy przekroczyć poziom polskiego przedwojennego szybownictwa, które zajmowało jedno z czołowych miejsc w świecie, zawdzięczamy w znacznej mierze nowym metodom szkolenia i organizacji lotnictwa sportowego opartych na doświadczeniach radzieckich.

Pisząc o pomocy *ZSRR* nie można nie wspomnieć o bogatej radzieckiej literaturze technicznej. Nigdy jeszcze w Polsce tak cenne książki techniczne nie były sprzedawane w tak dużych ilościach i po tak niskiej cenie jak naukowo-techniczne książki radzieckie. Wiemy jak olbrzymie znaczenie posiada dobra książka techniczna. Wiemy dobrze jaki wpływ na poziom fachowy inżynierów i techników ma możliwość zaopatrywania się stosunkowo łatwo w tanią i dobrze opracowaną literaturę techniczną. Możemy sądzić, że strumień technicznej literatury radzieckiej napływający do Polski będzie się stale wzmagał i ogarniał nowe, szczególnie interesujące pracowników lotnictwa książki i czasopisma.

Zdajemy sobie wszyscy jasno sprawę, że nie można mówić o rozwoju żadnej gałęzi przemysłu a szczególnie lotnictwa, bez prowadzenia szerokich badań naukowo-technicznych. Zasadniczym warunkiem prowadzenia badań jest odpowiednie wyposażenie laboratoriów, przede wszystkim w przyrządy i aparaturę naukową. Tym cenniejszą jest więc dla nas poważna pomoc Związku Radzieckiego na tym odcinku. Nasze zamierzenia w tej dziedzinie przewyższają znacznie zamierzenia przedwojenne. Możemy z całą pewnością wyrazić przekonanie, że i na tym odcinku rozwinie się i okrzepnie współpraca pomiędzy polskimi instytucjami naukowo-badawczymi, a analogicznymi radzieckimi.

Sumując można powiedzieć, zmieniając nieco zdanie wypowiedziane przez Prezydenta Bieruta: Przykład *ZSRR*, Pomoc *ZSRR*, Przyjaźń *ZSRR* — istotnym czynnikiem rozwoju lotnictwa Polski Ludowej.

Mgr Inż. Bohdan Krajewski
Główny Instytut Lotnictwa

Przepływ cieczy nieściśliwej przez stopień maszyny wirnikowej osiowej w świetle równań aero i hydrodynamicznych

Wstęp. Analiza równań Eulera dla przepływu osiowo-symetrycznego. Przepływ cieczy nieściśliwej przez stopień maszyny wirnikowej osiowej w przypadku a) łopatek skręconych, b) łopatek nieskręconych. Geometria przepływu. Przykład. Zakończenie.

Prof. dr. inż. M. T. Huberowi, którego wykłady prowadzone w latach 1941—44 zaliczam do nielicznych miłych wspomnień z tego okresu, pracę tę poświęcam.

B. Krajewski

WPROWADZENIE

Stosowana dotychczas dość powszechnie teoria jednowymiarowa, zwana również teorią kanałową lub klasyczną, nie pozwala na wytłumaczenie wielu zjawisk zachodzących w czasie przepływu przez stopień osiowej maszyny wirnikowej. Granice stosowalności klasycznej teorii zależą w dużej mierze od stosunku $\frac{D_z}{D_w} = Y$, który waha się od *1,1 — 1,2* do *1,5 — 1,7*, gdzie:

D_z oznacza średnicę zewnętrzną,
D_w „ „ wewnętrzną.

Zarówno w turbinach gazowych jak i w sprężarkach widoczne są tendencje do operowania górnymi granicami wartości Y, t. zn. $Y = 1{,}5 \div 1{,}7$ z racji mniejszych procentowych strat, spowodowanych zaburzeniami związanymi z warstwą powierzchniową. W tym zakresie wartości Y odchylenia od prędkości występujących na średnim promieniu, jak zwykle liczy się w praktyce turbinowej, są znaczne i mogą wynosić ok. 50%.

W początkach konstrukcji turbin klasyczna teoria oddała wielkie usługi, podobnie zresztą jak na polu konstrukcji części maszyn zasłużyła się praca C. Bacha. O ile jednak w dziedzinie wytrzymałości części maszyn empiryczne wzory zostały wyparte względnie wcześnie przez naukowe hipotezy oparte na ogólnych zasadach mechaniki, o tyle w dziedzinie maszyn wirnikowych dopiero ostatnie lata wykazują tendencje do wprowadzania zmian. Zmiany te, chociaż poparte pracami eksperymentalnymi, przyjmowane są jednak z rezerwą na skutek dawnych nawyków myślowych.

Praca niniejsza pozwala, w oparciu o ogólne prawa Eulera ruchu cieczy oraz na związkach aerodynamicznych, na obliczenie trójkątów prędkości na dowolnym promieniu r, spełniającym warunek: $r_w \leq r \leq r_z$.

Analiza procesu przepływu przez stopień maszyny osiowej pozwoli zwiększyć dokładność obliczeń i przewidywań odnośnie nowej konstrukcji.

Znanym jest fakt stosowania łopatek nieskręconych w budowie turbin parowych i gazowych. Ze względu na analogię nasuwa się pytanie, czy nie można stosować łopatek nieskręconych w budowie wentylatorów. Problem ten również rozważono w tym artykule.

1. OSIOWO-SYMETRYCZNY RUCH CIECZY

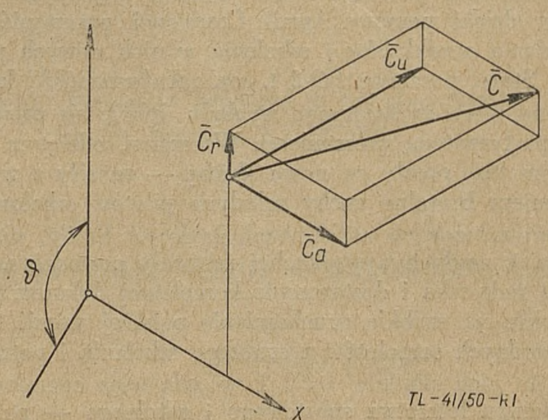
W przypadku symetrii osiowej oraz ruchu ustalonego równania Eulera dadzą się przedstawić w następującej postaci:

$$P_r + \frac{\partial E}{\partial r} = \frac{c_a}{r} \cdot \frac{\partial [r \cdot c_u]}{\partial r} + c_a \left[\frac{\partial c_r}{\partial x} - \frac{\partial c_a}{\partial r} \right] \quad (1.1)$$

$$P_x + \frac{\partial E}{\partial x} = c_x \left[\frac{\partial c_r}{\partial x} - \frac{\partial c_a}{\partial r} \right] + c_u \frac{\partial c_u}{\partial x} \quad (1.2)$$

$$P_u = \frac{c_r}{r} \cdot \frac{\partial [r\, c_u]}{\partial r} + c_a \frac{\partial c_u}{\partial x} \quad (1.3)$$

Układ współrzędnych pokazany jest na rysunku 1.



Rys. 1.

Wyrażenie $E\left[\frac{m^2}{s}\right]=\frac{p}{\mu}+\frac{c^2}{2}$ jest równoważne energii czynnika na jednostkę masy. Chcąc równanie to dalej przekształcić wprowadzimy wyrażenia na rotację we współrzędnych walcowych.

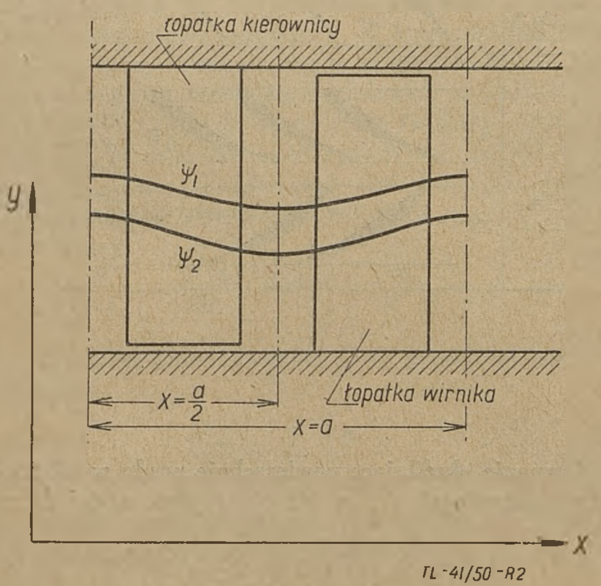
$$2\,\omega_r = -\frac{\partial c_a}{\partial x} \tag{1.4}$$

$$2\,\omega_u = \frac{\partial c_r}{\partial x} - \frac{\partial c_a}{\partial r} \tag{1.5}$$

$$2\,\omega_x = \frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\,[r c_u]}{\partial r} \tag{1.6}$$

Ponieważ rozpatrywać będziemy przemiany zachodzące w przekrojach $x = 0$, $x = \frac{a}{2}$ oraz $x = a$ wzdłuż promienia *(rys. 2)*, gdzie nie ma siły P powstałej z oddziaływania łopatki, w dalszych rozważaniach posłużymy się równaniem *1.1*, które po prostym przekształceniu matematycznym przybierze postać:

$$\frac{\partial E}{\partial r} = c_u\,.\,2\,\omega_r - c_a\,2\,\omega_u \tag{1.7}$$



Rys. 2.

Pytanie, które sobie teraz postawimy będzie brzmiało następująco:

a) jak należy kształtować łopatki, aby otrzymać przepływ niewirowy,

b) jaki jest rozkład prędkości i ciśnienia w przypadku zastosowania łopatek nieskręconych o stałym profilu wzdłuż promienia.

2. PRZEPŁYW PRZEZ STOPIEŃ, O ŁOPATKACH SKRĘCONYCH

Bezpośrednio z równania *1.7* widać, że aby spełnić warunek *a*, składowe rotacji: $2\,\omega_x$ i $2\,\omega_u$ muszą być równe zeru.

Powierzchnie prądu są wtedy walcami współśrodkowymi i jeśli tak ukształtujemy łopatki, aby: $r.c_u = const.$ to spełnimy jednocześnie następujące warunki:

a) $\frac{\partial c_a}{\partial r} = 0$ *b)* $\frac{\partial E}{\partial r} = 0$ *c)* $\frac{\partial\,[r\,.\,c_u]}{\partial r} = 0$;

co odpowiada: *a)* stałej prędkości osiowej
b) stałej energii
c) stałemu momentowi ruchu wzdłuż promienia.

W celu zastosowania tych równań do obliczeń układu łopatkowego maszyn wirnikowych wprowadzimy następujące definicje:

I) Prędkością odniesienia elementu nazwiemy prędkość obwodową, związaną z promieniem powierzchni prądu, na której rozpatrujemy przepływ (pow. prądu ob. rozdz. *3*).

II) Prędkością odniesienia stopnia będziemy nazywać prędkość punktu leżącego przy nasadzie łopatek wirnika.

III) Wskaźnikiem prędkości, wskaźnikiem wydatku lub wskaźnikiem krętu w dowolnym punkcie nazywać będziemy odpowiednio stosunek prędkości przepływu lub jej składowych do prędkości odniesienia:

$K_c = \frac{c}{u}$ — wskaźnik prędkości

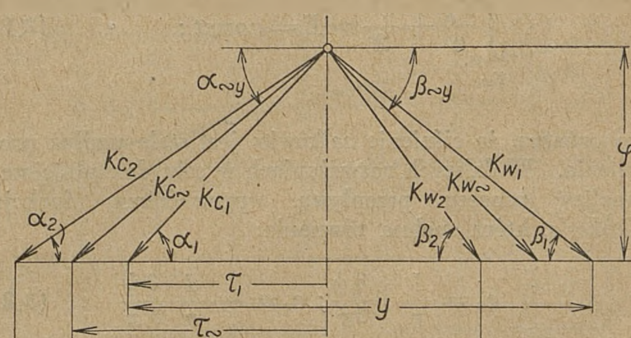
$\varphi = \frac{c_a}{u}$ — wskaźnik wydatku

$\tau = \frac{c_u}{u}$ — wskaźnik krętu.

Uwaga do punktu *I:* element stopnia pomyślany jest jako stopień o nieskończenie małej różnicy średnic zewnętrznej i wewnętrznej. Posługując się tymi definicjami i operując stosunkiem $\frac{r}{r_w} = y$ przy czym r_w odpowiada punktowi leżącemu przy nasadzie łopatki wirnika, napiszemy:

$$y\,.\,\tau_1 = k_1\,;\; y\,.\,\tau_2 = k_2\,;\; \varphi = k_3\,;$$

gdzie $k_{1,\,2,\,3}$ jest wielkością stałą.



Rys. 3.

Opierając się później na teorii płata nośnego posłużymy się tymi zależnościami zastosowanymi do prędkości średnich *(rys. 3)*: $K_{c\infty}$ oraz $K_{w\infty}$

$$y \cdot \tau_{\infty} = const = \Theta \qquad (2.1)$$

$$tg\, \alpha_{\infty_y} = \frac{\varphi}{\tau_{\infty}} = y \cdot \frac{\varphi}{\Theta} \qquad (2.2)$$

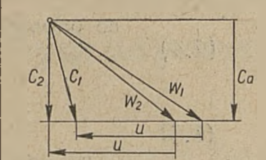
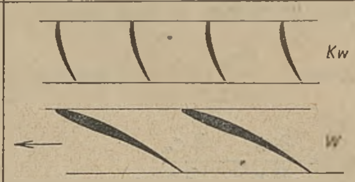
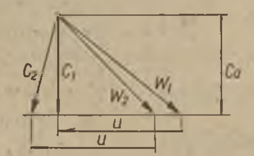
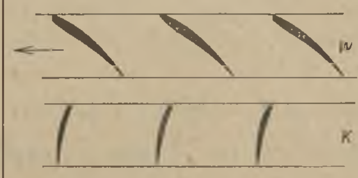
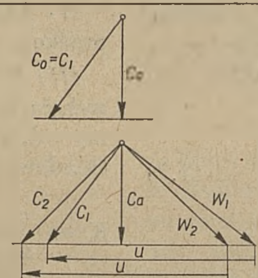
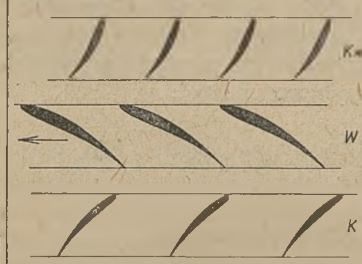
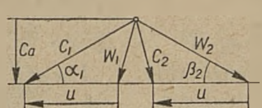
$$tg\, \beta_{\infty_y} = \frac{\varphi}{y \pm \tau_{\infty}} = y \frac{\varphi}{y^2 \pm \Theta} \qquad (2.3)$$

gdzie $\sphericalangle \alpha_{\infty_y}$ i $\sphericalangle \beta_{\infty_y}$ są kątami zawartymi między kierunkiem prędkości średniej a prędkością obwodową na określonym promieniu, przy czym równanie *2,2* odnosi się do wszystkich układów stopni przedstawionych w tabeli *I*, zaś w równaniu *2,3* znak (+) odnosi się do dmuchawy z kierownicą przyśpieszającą, znak (—) do pozostałych.

W konstrukcji sprężarek osiowych jak i turbin spotyka się na ogół różne układy łopatek, a co za tym idzie i trójkątów prędkości. Kilka układów łopatek i trójkątów przedstawiono w tabeli *I*.

TABELA I

Tabela zestawcza układów elementu stopnia maszyny wirnikowej osiowej

Rozkład prędkości w stopniu	Układ elementu stopnia masz wirnik osiowej	Właściw układu
		Kierownica wlotowa (K w) przyśpieszająca Wirnik (W) opóźniający. $C_2 = Ca$
		Wirnik (W) opóźniający Kierownica (K) opóźniająca $C_1 = Ca$
		Kierownica wlotowa (Kw) przyśpieszająca. Wirnik i kierownica opóźniająca Przyrost ciepli-ka prawie jednakowy w wirniku i kierownicy
		Kierownica przyśpieszająca Wirnik przyśpieszający. Spadek cieplika prawie jednakowy w wirniku i kierownicy.

TL-41/50-T1

3. PRZEPŁYW PRZEZ STOPIEŃ O ŁOPATKACH NIESKRĘCONYCH.

a) Przepływ przez kierownicę.

Zanim rozpatrzymy przepływ przez stopień maszyny wirnikowej o łopatkach nieskręconych, zatrzymamy się na rozważeniu przepływu przez kierownicę, której wylot jest dowolnie ukształtowany wzdłuż promienia. Przyjmując, że przepływ przed kierownicą jest potencjalny, nie możemy oczekiwać przepływu potencjalnego za kierownicą, ponieważ przepływowi potencjalnemu odpowiada specjalny rozkład kątów wylotowych wzdłuż promienia łopatki. Wziąwszy pod uwagę to, że kierownica nie doprowadza energii i nie wykonuje pracy, otrzymamy:

$$\int_{r_w}^{r_z} \frac{dp}{\mu} + \frac{c^2}{2} = E = const\,; \qquad (3.1)$$

co oznacza, że ciśnienie całkowite jest stałe wzdłuż promienia. W dalszych rozważaniach w celu dokładniejszej analizy procesu przepływu wprowadzimy funkcję *Stokes'a*, która spełnia równanie:

$$c_a = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial r}\,; \; c_r = -\frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial x} \qquad (3.2)$$

W ten sposób zdefiniowana funkcja posiada stałą wartość na powierzchni prądu.

W przekroju poosiowym stopnia powierzchnie prądu będą widoczne jako linie prądu *(rys. 2)*.

Styczne do tych linii w przekrojach $x = 0$; $x = \frac{a}{2}$ oraz $x = a$ są równoległe do osi x.

Równanie określające powierzchnię prądu w zależności od współrzędnych *(r, x)* da się napisać w tej formie:

$$\psi\,[r,x] = \psi_o\,(r) + \Delta\psi\,(r)\; cos\, \frac{2\pi x}{a} \qquad (3.3)$$

$$\text{gdzie } \psi_o = \frac{\psi_1 + \psi_2}{2}\,;$$

$$\Delta\psi = \frac{\psi_2 - \psi_1}{2}\,;$$

Równanie to bazuje na obserwacjach przepływu przez stopień maszyny wirnikowej osiowej, poczynionych przez wielu autorów jak *Darrieus*, *Traupel*, *Korbacher*, *Eckert*, *Sinnette*, i posłuży nam do uproszczeń i przekształceń równania *Eulera*. Najbardziej dogodna do tego celu jest następująca postać równania Eulera:

$$\frac{c_u{}^2{}_1}{r} - \frac{d\, c_r}{dt} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \qquad (3.4)$$

(równanie *3.4* jest spełnione w szczelinie między łopatkami kierownicy i wirnika),

gdzie $$\frac{d\,c_r}{dt} = c_a \frac{\partial c_r}{\partial x} + c_r \frac{\partial c_r}{\partial r};$$

Z uwagi na to, że przy przepływie osiowym można c_r oraz $\frac{dc_r}{dr}$ pominąć, napiszemy: $\frac{d\,c_r}{dt} = \frac{d\,c_r}{dt} \cdot \frac{dx}{dx} = c_a \frac{d\,c_r}{dx}$

oraz na podstawie równań *3.2 i 3.3*

$$\frac{d\,c_r}{dt} = -\frac{1}{r}\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} \cdot c_a = \tag{3.5}$$

$$= -\frac{2\pi^2}{a^2 r} c_a \left[\psi_1(r) - \psi_2(r)\right] \cos 2\frac{\pi x}{a}$$

W wypadku, gdy powierzchnie prądu zbliżają się do powierzchni walcowej, wyrażenie to z uwagi na wielkość $[\psi_1(r) - \psi_2(r)] \cong 0$ zdąża do zera:

$$\frac{d\,c_r}{dt} \cong 0$$

gdy $\sphericalangle\, \alpha_1$ waha się w granicach *60⁰ — 90⁰*.

W ten sposób są kształtowane kierownice wlotowe dmuchaw i sprężarek osiowych. W konstrukcjach turbinowych $\sphericalangle\, \alpha_1$ zmienia się w granicach *30⁰ — 15⁰*. W związku z tym należy się spodziewać, że wartość różnicy: $\psi_1(r) - \psi_2(r)$ odpowiednio się zwiększy. Sytuację ratuje fakt, że składowa osiowa prędkości c_{a1} jest wielokrotnie mniejsza od składowej obwodowej c_{u1} tak, że jest dopuszczalne pominięcie wyrażenia

$$\frac{d\,c_r}{dt} \quad \text{wobec} \quad \frac{c^2_{u1}}{r}$$

Po tym uproszczeniu równanie *(3.4)* przybierze następującą postać:

$$\frac{c^2_{u1}}{r} = \frac{1}{\mu}\frac{\partial p}{\partial r} \tag{3.6}$$

Po zróżniczkowaniu równania *3.1* względem ∂r oraz po podstawieniu w równanie *3.6* otrzymamy:

$$\frac{c^2_{u1}}{r} + c_1 \frac{\partial c_1}{\partial r} = 0 \tag{3.7}$$

następnie ponieważ: $c_1 \cos\alpha_1 = c_{u1}$ mamy:

$$\frac{d\,c_1}{dr} = \frac{1}{\cos\alpha_1} \cdot \frac{d\,c_u}{dr} + c_{u1} \frac{\sin\alpha_1}{\cos^2\alpha_1}\frac{d\alpha_1}{dr};$$

a po dalszym prostym przekształceniu:

$$\frac{d\,c_u}{c_u} = -\left(\frac{\cos^2\alpha_1}{r} + tg\,\alpha_1 \frac{d\alpha}{dr}\right) dr$$

Oznaczając wyraz:

$$\left(\frac{\cos^2\alpha_1}{r} + tg\,\alpha_1 \frac{d\alpha_1}{dr}\right) = f(r),$$

otrzymamy rozwiązanie:

$$c_{u1} = a_1 e^{-\int f(r)\,dr} \tag{3.8}$$

gdzie a_1 wyznaczymy z warunków brzegowych:

$$G = 2\pi \int_{r_w}^{r_z} c_a \cdot \gamma \cdot r\,dr = 2\pi \int_{r_w}^{r_z} tg\,\alpha_1\, a_1\, e^{-\int f(r)\,dr} \cdot r\,dr$$

a stąd

$$a_1 = \frac{G}{2\pi\gamma \int tg\,\alpha_1\, r \cdot e^{\int f(r)\,dr} \cdot dr} \tag{3.9}$$

Zakładając, że kąt wylotowy jest stały wzdłuż łopatki kierownicy, otrzymamy zależność podaną przez *Korbachera* i *Bammerta:*

$$c_{a1} \cdot r^{\cos^2\alpha_1} = a_1\, tg\,\alpha_1 = const \tag{3.10}$$

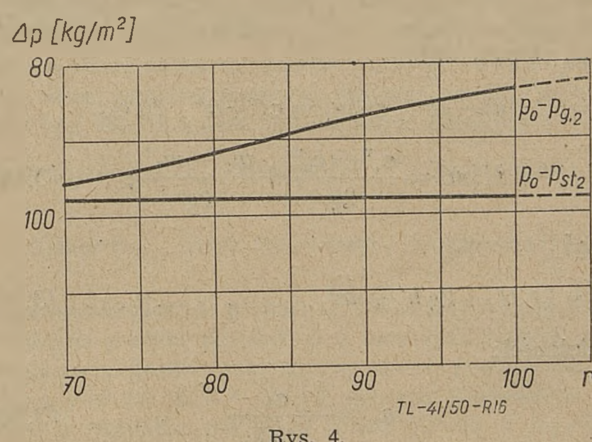
Kąt α_1 jest w ogólnym wypadku zależny od promienia nawet wtedy, gdy łopatki są nieskręcone, co jest zgodne z badaniami w przeciwieństwie do założeń *Korbachera* i *Bammerta.*

Równanie *(3.8)* pozwala nam na uwzględnienie i tego wpływu.

b) Przepływ przez wirnik.

Przepływ przez łopatki wirnika różni się między innymi tym od przepływu przez łopatki kierownicy, że energia czynnika za wirnikiem jest zmienna wzdłuż promienia. Za wyjątkiem ruchu potencjalnego ogólne rozwiązanie zagadnienia przepływu przez wirnik nastręcza duże trudności. I tym razem uciekając się do badań można poczynić pewne założenia umożliwiając przybliżone rozwiązanie. Na *rys. 4* przedstawione są badania stopnia turbiny o łopatkach nieskręconych, z których bezpośrednio widać, że:

$$p_o - p_{g2} = f(r) \;\; oraz \;\; p_o - p_{st2} = const;$$



Rys. 4.

Wynik tych spostrzeżeń da się sprecyzować następująco: jeśli ciśnienie całkowite jest w przestrzeni przed wirnikiem stałe, to w przestrzeni za wirnikiem jest w ogólnym wypadku zmienne wzdłuż promienia, natomiast róż-

nica ciśnień statycznych przed i za stopniem pozostaje stała wzdłuż promienia. Pomijając zmianę ciężaru właściwego wzdłuż promienia będziemy mogli wyrazić to spostrzeżenie w równaniach:

a) dla stopnia turbiny:

$$H[m] = \frac{p_o - p_{st_1}}{\gamma_1} + \frac{p_{st_1} - p_{st_2}}{\gamma_2} = const \quad (3.11)$$

b) dla dmuchawy z przyspieszającą kierownicą wlotową

$$H[m] = -\frac{p_o - p_{st_1}}{\gamma_1} + \frac{p_{st_2} - p_{st_1}}{\gamma_2} = const \quad (3.12)$$

Ponieważ:

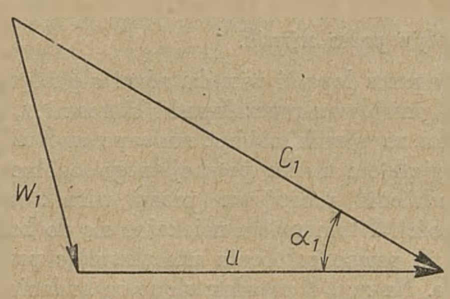
$$h'[m] = \frac{P_o - P_{st_1}}{\gamma_1} = \frac{1}{2g}(c_1^2 - c_o^2) \quad (3.13)$$

$$h''[m] = \frac{P_{st_2} - P_{st_2}}{\gamma_1} = \frac{1}{2g}(w_2^2 - w_1^2) \quad (3.14)$$

dla dmuchawy:

$$h''[m] = \frac{P_{st_2} - P_{st_1}}{\gamma_2} = \frac{1}{2g}(w_1^2 - w_2^2) \quad (3.15)$$

gdzie indeksy ' oraz " odnoszą się odpowiednio do kierownicy względnie wirnika.



Rys. 5.

Za pomocą tych równań oraz związków geometrycznych widocznych wprost z *rys. 5* możemy wyznaczyć prędkość osiową w przekroju $x = a$, w zależności od promienia

a) dla stopnia turbiny:

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos\alpha_1 = c_1^2 + u^2 - 2u\,c_{u_1}$$

$$H[m] = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}; \quad . \ (3.16)$$

a stąd

$$w_2^2 = 2g\,H - 2g\,h' + w^2_1 \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ (3.17)$$

z zależności:

$$w_2 = \frac{c_a}{\sin\beta_2} \quad . \ . \ . \ (3.18)$$

po podstawieniu równania 3.16 w równ. 3.17 otrzymamy:

$$c_{a_2} = \sin\beta_2 \sqrt{2g\,H + u^2 + c_0^2 - 2uc_{u_1}} \ . (3.19)$$

Gdy łopatki wirnika turbiny są skręcone w ten sposób, że mamy wylot osiowy, to:

$$w_2^2 = c_{a_2}^2 + u^2 \quad . \ . \ . \ . \ (3.20)$$

a po podstawieniu w równanie *3.17*, otrzymamy:

$$c_{a_2} = \sqrt{2g\,H + c_0^2 - 2u\,c_{u_1}} \quad . \ . \ (3.21)$$

Podobnie dla stopnia dmuchawy, która posiada kierownicę wylotową przyśpieszającą, a łopatki wirnika są nieskręcone, otrzymamy:

$$c_{a_2} = \sin\beta_2 \sqrt{2u\,c_{u_1} + u^2 + c_0^2 - 2g\,H} \quad (3.22)$$

Gdy zaś łopatki wirnika dmuchawy są skręcone w ten sposób, że mamy wylot osiowy wzdłuż promienia, to:

$$c_{a_2} = \sqrt{2u\,c_{u_1} + c_0^2 - 2g\,H} \quad . \ (3.23)$$

4. GEOMETRIA PRZEPŁYWU.

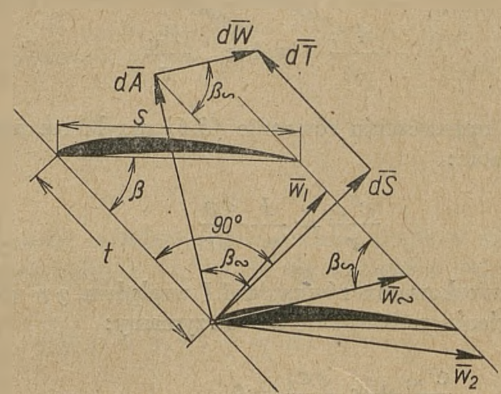
Geometrią przepływu nazwano zależność między kątami: wlotowym i wylotowym jako funkcję kąta zawartego między prędkością średnią a cięciwą profilu. Zależności te wyprowadzone zostały zarówno dla palisady przyśpieszającej, jaką się stosuje w turbinach, jak i dla palisady opóźniającej, stosowanej w sprężarkach i dmuchawach.

a) Palisada przyśpieszająca.

Opierając się na związkach widocznych wprost z rysunku *6* otrzymamy:

$$dS = \Delta\, p\,.\,t\,.\,dr = d\,A\cos\beta_{\infty} + d\,W\sin\beta_{\infty} \quad (4.1)$$

$$dT = \mu\,.\,W_a\,\Delta\,W_u\,t\,dr = dA\sin\beta_{\infty} - d\,W\cos\beta_{\infty} \quad (4,2)$$



Rys. 6.

gdzie dS jest parciem osiowym, przypadającym na podziałkę t elementu stopnia, dT siła styczna, przypadająca na podziałkę t, oraz

$$d\,A = \mu\,\frac{\zeta_a}{2}\,w^2_{\infty}\,sdr \text{ — wypór profilu}$$

$$d\,W = \mu\,\frac{\zeta_w}{2}\,w^2_{\infty}\,sdr \text{ — opór profilu}$$

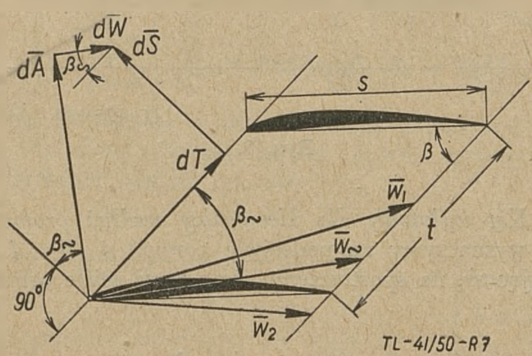
ζ_a, ζ_w oznaczają odpowiednio współczynniki wyporu i oporu danego profilu w palisadzie.

Podstawiając odpowiednio w równaniach *4.1* i *4.2* wyrażenia na wypór i opór profilu, oznaczając poza tym stosunek $\frac{\zeta_w}{\zeta_a} = \varepsilon$, otrzymamy:

$$\frac{\Delta p}{\mu} = \frac{\zeta_a}{2} w^2_\infty \frac{s}{t} (\cos\beta_\infty + \varepsilon \sin\beta_\infty) \quad (4.3)$$

$$\Delta W_u = W_{u_2} - W_{u_1} = \frac{\zeta_a}{2} w_\infty \frac{s}{t} (1 - \varepsilon \, ctg\,\beta_\infty) \quad (4.4)$$

b) Palisada opóźniająca (rys. 7)



Rys. 7.

$$dS = \Delta p t dr = dA \cos\beta_\infty - dW \sin\beta_\infty \quad (4.5)$$

$$dT\mu = W_a \,.\, \Delta W_u t dr = dA \sin\beta_\infty + dW \cos\beta_\infty \quad (4.6)$$

przekształcając podobnie jak poprzednio, napiszemy:

$$\frac{\Delta p}{\mu} = \frac{\zeta_a}{2} w^2_\infty \frac{s}{t} (\cos\beta_\infty - \varepsilon \sin\beta_\infty) \quad (4.7)$$

$$\Delta W_u = W_{u_1} - W_{u_2} = \frac{\zeta_a}{2} w_\infty \frac{s}{t} (1 + \varepsilon \, ctg\,\beta_\infty) \quad (4.8)$$

Współczynnik ζ_a wyporu, występujący w tych wzorach, brany jest z charakterystyki palisady profilów. Równania te są wtedy słuszne, gdy prędkości osiowe przed i za palisadą są sobie równe:

$$c_{a_1} = c_{a_2}\,; \quad w_{a_1} = w_{a_2}\,;$$

Ma to miejsce, gdy powierzchnie prądu są powierzchniami walcowymi. W ten sposób określonym powierzchniom odpowiadają ściśle określone kąty wlotowe i wylotowe łopatek wirnika i kierownicy. Kąty te określają równania:

dla stopnia turbiny:

kierownica

$$ctg\,\alpha_1 = ctg\,\alpha_\infty + \frac{\zeta_a}{4} \frac{s}{t} \frac{1 - \varepsilon\, ctg\,\alpha_2}{\sin\alpha_\infty}\,;$$

$$ctg\,\alpha_2 = ctg\,\alpha_\infty - \frac{\zeta_a}{4} \frac{s}{t} \frac{1 - \varepsilon\, ctg\,\alpha_\infty}{\sin\alpha_\infty}\,; \quad (4.9)$$

wirnik

$$ctg\,\beta_1 = ctg\,\beta_\infty - \frac{\zeta_a}{4} \frac{s}{t} \frac{1 - \varepsilon\, ctg\,\beta_\infty}{\sin\beta_\infty}\,;$$

$$ctg\,\beta_2 = ctg\,\beta_\infty + \frac{\zeta_a}{4} \frac{s}{t} \frac{1 - \varepsilon\, ctg\,\beta_\infty}{\sin\beta_\infty}\,; \quad (4.10)$$

dla stopnia sprężarki:

kierownica

$$ctg\,\alpha_1 = ctg\,\alpha_\infty - \frac{\zeta_a}{4} \frac{s}{t} \frac{1 + \varepsilon\, ctg\,\alpha_\infty}{\sin\alpha_\infty}\,;$$

$$ctg\,\alpha_2 = ctg\,\alpha_\infty + \frac{\zeta_a}{4} \frac{s}{t} \frac{1 + \varepsilon\, ctg\,\alpha_\infty}{\sin\alpha_\infty}\,; \quad (4.11)$$

wirnik

$$ctg\,\beta_1 = ctg\,\beta_\infty + \frac{\zeta_a}{4} \frac{s}{t} \frac{1 - \varepsilon\, ctg\,\beta_\infty}{\sin\beta_\infty}\,;$$

$$ctg\,\beta_2 = ctg\,\beta_\infty - \frac{\xi_a}{4} \frac{s}{t} \frac{1 - \varepsilon\, ctg\,\beta_\infty}{\sin\beta_\infty}\,; \quad (4.12)$$

przy czym należy pamiętać, że kąty α_∞ i β_∞ są ściśle określone wzdłuż promienia *(rozdz. 2)*; to samo odnosi się do współczynników ζ_a, które jesteśmy w stanie wyznaczyć z warunku:

$$\Delta w_u \,.\, r = const.$$

względnie

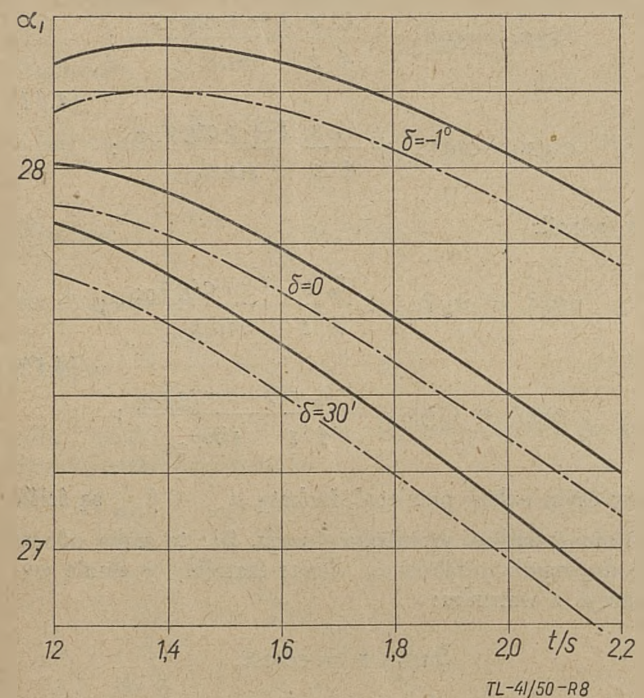
$$\Delta c_u \,.\, r = const.$$

Gdy kąty wlotowy i wylotowy nie odpowiadają tym warunkom, to powierzchnie prądu w przekroju poosiowym wyglądają tak, jak to jest pokazane na *rys. 2*. Powierzchnie te odpowiadają zmiennej prędkości osiowej przed i za rozpatrywanym rzędem łopatek. Zmienna prędkość osiowa jest bez wpływu na kąt wlotowy, względnie wylotowy danej palisady. Oznacza to, że kierunek prędkości nie ulega zmianie, same zaś skalarne zmiany zachodzą pod tym samym kątem, jednoznacznie określonym współczynnikami ζ_a, ξ_w, stosunkiem t oraz kątami α_∞ względnie β_∞, które tym razem e odpowiadają warunkom określonym w *rozdz. 2*. Pomijając zmianę współrzędnych profilu, powstałych z przecięcia łopatek z powierzchnią prądu, jesteśmy w stanie również za pomocą równań *4.9 ÷ 4.12* obliczyć interesujące nas kąty w wypadku przepływu przez stopień o łopatkach nieskręconych.

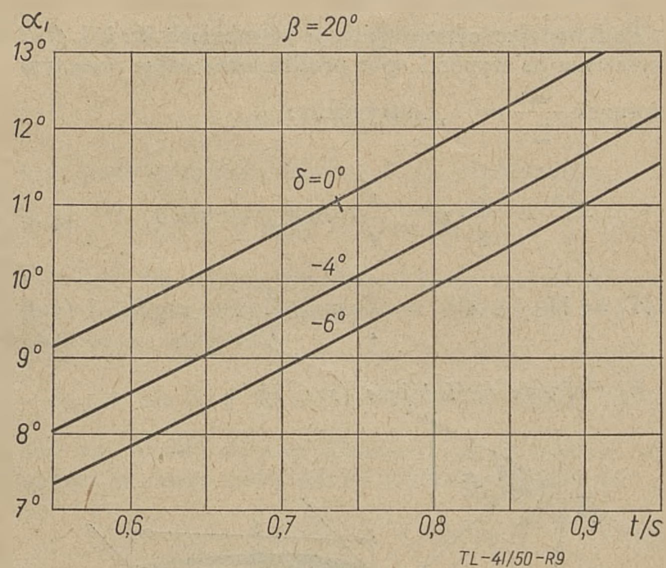
Należy podkreślić, że obliczenie stopnia turbiny jest o wiele prostsze od obliczeń stopnia sprężarki względnie dmuchawy, w wypadku gdy stosujemy łopatki nieskręcone. Wypływa to stąd, że palisada profilów, stosowana

przy projektowaniu turbin posiada szczególną właściwość, odznaczającą się dużą niezależnością kąta wylotowego od kąta natarcia.

Nie można tego powiedzieć o palisadzie opóźniającej profilów, stosowanej przy projektowaniu łopatek sprężarek i dmuchaw, gdyż w tym wypadku silnie występujący wpływ kąta natarcia na kąt wylotowy, wywołuje zmianę tego ostatniego prawie równą co do wielkości zmianie kąta natarcia. Na *rysunkach 8 i 9* przedstawione są kąty wylotowe palisady opóźniającej i przyśpieszającej w funkcji promienia.



Rys. 8.



Rys. 9.

5. PRZEBIEG OBLICZEŃ.

Do przeprowadzenia obliczeń prędkości na poszczególnych promieniach potrzebne nam są następujące dane, jak:

a) Spadek, względnie wysokość pompowania $H[m]$ rozpatrywanego stopnia, zależnie od tego, czy obliczamy stopień turbiny, czy stopień dmuchawy. Wielkość H najdogodniej jest obliczyć na średnim promieniu, jak to dotychchzas było stosowane w obliczeniach turbin, ponieważ na tym właśnie promieniu możemy przyjąć z dużym przybliżeniem, że prędkości osiowe tak przed kierownicą, jak i za wirnikiem są sobie równe. Na podstawie tego założenia wyznaczymy z równań $4.9 \div 4.12$ kąty: wylotowy i wlotowy, przyjmując odpowiednie wartości na $\frac{t}{s}$, β_∞, ζ_a, δ_∞, a następnie z równań $4.3 \div 4.7$ wielkość H. Należy pamiętać, że o ile wartość $H[m]$ obliczona w ten sposób, w myśl poprzednich wywodów jest niezależna od rozpatrywanego promienia, o tyle kąty: wlotowy i wylotowy są słuszne tylko dla promienia średniego.

b) Kąt wylotowy dla kierownicy wzdłuż promienia, który wyznaczymy na podstawie równań $4.9 \div 4.12$, opierając się na spostrzeżeniu, że z racji ściśle osiowego wlotu

$$ctg\,\alpha_2 = 0\,;\quad ctg\,\alpha_\infty = \frac{\zeta_a}{4}\frac{s}{t}\frac{1-\varepsilon\,ctg\,\alpha_\infty}{\sin\alpha_\infty}\,;$$

$$ctg\,\alpha_1 = \frac{\zeta_a}{2}\frac{s}{t}\frac{1-\varepsilon\,ctg\,\alpha_\infty}{\sin\alpha_\infty}\,;$$

oraz $\alpha_\infty = \beta \pm \delta^0_\infty$ przy czym β jest stały wzdłuż promienia. Kąt α_1 wyznaczamy dla paru punktów na promieniu, uwzględniając zmianę stosunku $\frac{t}{s}$; w wypadku gdy stosujemy te same pochylenia β i $\frac{t}{s}$ dla łopatek wirnika turbiny, możemy założyć w pierwszym przybliżeniu:

$$\beta_2 = \alpha_1 = f(r)$$

Mając kąt wylotowy α_1, β_2 w funkcji promienia, oraz $H[m]$ wyznaczymy prędkości osiowe w przekrojach $x=\frac{a}{2}$, $x=a$, według równań *3.19, 3.23*. Gdy mamy już wyznaczone prędkości osiowe, przeprowadzamy korektę kąta wylotowego β_2, a następnie postępujemy jak poprzednio, uzyskując nowe wartości dla prędkości osiowych w przekrojach $x=\frac{a}{2}$; $x=a$. Zwykle pierwsze przybliżenie jest już wystarczająco dokładne. W celu zorientowania czytelnika w przebiegu obliczeń został podany przykład, w którym dla uproszczenia rachunku przyjmowano kąt $\alpha_1 = \beta_2$.

Kąty te obliczono dla średniego promienia $r_{śr} = \frac{r_w + r_z}{2}$

Rysunki 10 — 16 ułatwiają zapoznanie się z poszczególnymi etapami obliczeń.

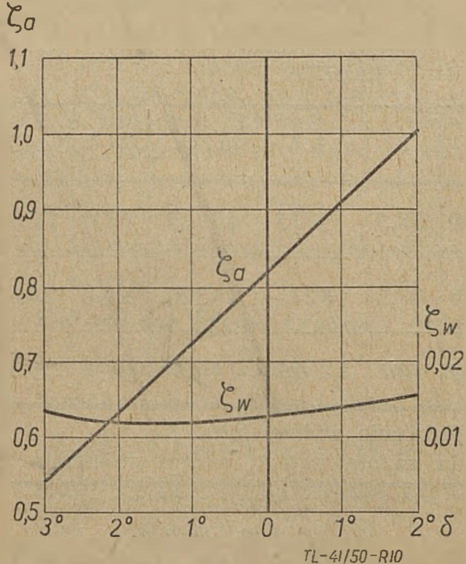
PRZYKŁAD OBLICZENIA ROZKŁADU PRĘDKOŚCI OSIOWYCH WZDŁUŻ PROMIENIA W JEDNYM STOPNIU TURBINY ZA ŁOPATKAMI KIEROWNICY I WIRNIKA.

Dane:

$$Y = \frac{D_z}{D_w} = 1.6;\ C_{ao} = 25 \left[\frac{m}{sek}\right]$$ *prędkość osiowa dolotowa.*

$$V = 7{,}5 \left[\frac{m^3}{sek}\right];\ R_w = 248\,[mm];\ R_z = 396\,[mm]$$

Łopatki kierownicy i wirnika mają jednakowy profil *Gott. Nr 592;* charakterystyka profilu pojedyńczego przedstawiona jest na *rys. 10.*



Rys. 10.

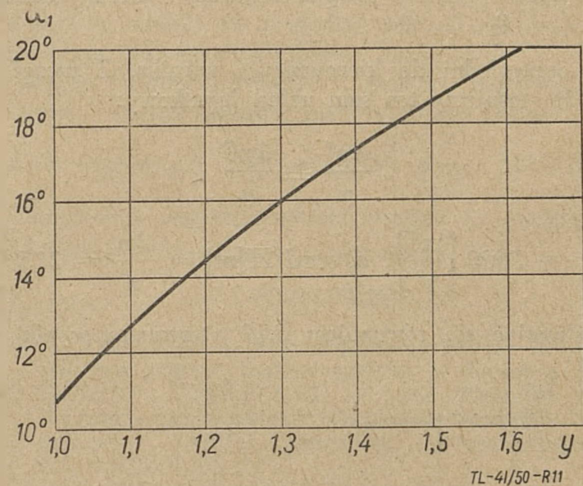
TABELA II

L. p.	y	t/s	μ_0	μ_1	$\zeta^*_a(0)$	$2\pi\mu_0$	δ^0
1	1	0,5	0,776	1,3	2 67;	4,87	−9
2	1,2	0,6	0,85	1,16	2,4	5,34	−3
3	1,3	0,64	0,89	1,09	2,29	5,6	−0,2
4	1,4	0,7	0,925	1,03	2,2	5,8	+2
5	1,6	0,8	0,98	1,91	2,2	6,16	+5,2

Na podstawie metody *E. Weinela* przeprowadzono korektę dla profilów w palisadzie przyśpieszającej, przy czym $\beta = 30^0$; wyniki zebrano w tabeli *Nr II*, po czym przy pomocy równań *4.9* obliczono

$$\sphericalangle \alpha_1;\ ctg\,\alpha_1,\ \zeta^*_a,$$

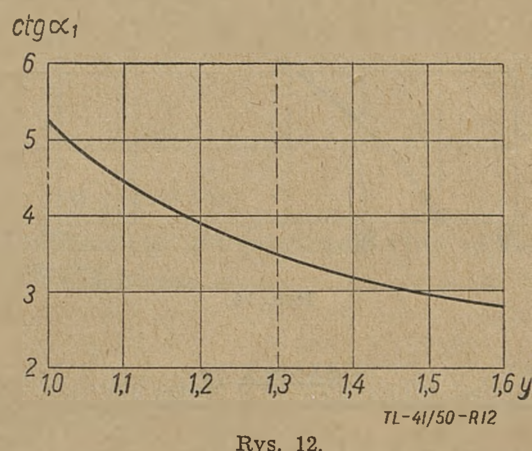
w zależności od promienia. Zależności te zostały zebrane w tabeli *III* i podane na wykresach *(rys. 11 — 13).*



Rys. 11.

TABELA III

L. p.	$ctg\,\alpha_\infty$	$sin\,\alpha_\infty$	$\frac{\zeta_a}{4}\,\frac{s}{t}\,\frac{1}{sin\,\alpha_\infty}$	α_∞	$ctg\,\alpha_1$	α_1	ζ^*_a
1	2,6	0,358	2,67	21^0	5,27	10,7	1,91
2	1,96	0,454	1,95	27^0	3,912	14,3	2,12
3	1,75	0,497	1,76	29,8	3,5	15,9	2,27
4	1,6	0,53	1,62	32^0	3,22	17,2	2,4
5	1,4	0,58	1.4	35,5	2,8	19,7	2,61



Rys. 12.

Na *rys. 14* podany jest kąt wylotowy β_2 za łopatkami wirnika, otrzymany doświadczalnie. Posługując się równaniem *3.9* wyznaczymy α_1, które w naszym wypadku wyniosło: $\alpha_1 = 30{,}7$; w celu nie komplikowania rachunku zakładamy, że α_1 = *kąt na średnim promieniu = = const.* Stąd na podstawie równania *3.10* wyznaczymy c_a i c_u *(tabela IV, rys. 15).* Z kolei wyznaczymy

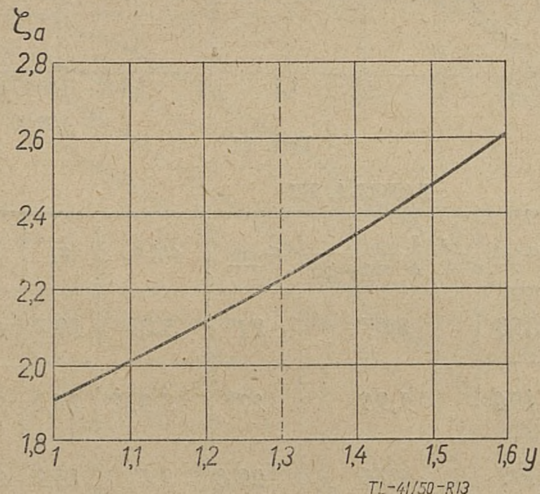
$\frac{\Delta p}{\mu}$ na średnim promieniu.

$\frac{\Delta p}{\mu} \simeq \frac{\Delta p'}{\mu} + \frac{\Delta p''}{\mu}$, gdzie indeksy " oraz " odnoszą się odpowiedni do kierownicy i wirnika. Z uwagi na to, że stosujemy ten sam układ łopatkowy:

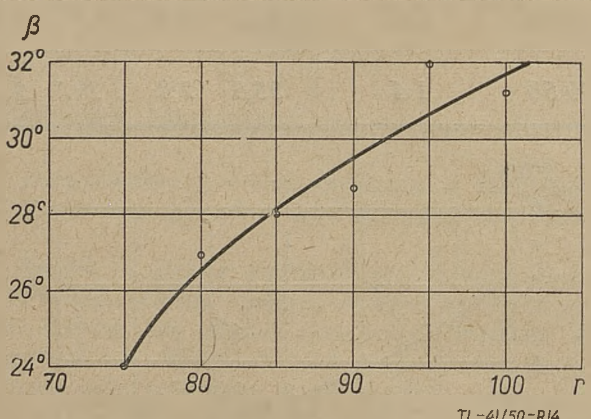
$$\frac{\Delta p'}{\mu} \cong \frac{\Delta p''}{\mu}$$

$$\frac{\Delta p}{\mu} = 7600 \left[\frac{m^2}{s^2}\right], \ a \ stąd \ H[m] = \frac{\Delta p}{\gamma} = 775 \ [m]$$

Posługując się równaniem *3.19* otrzymano wyniki ze-



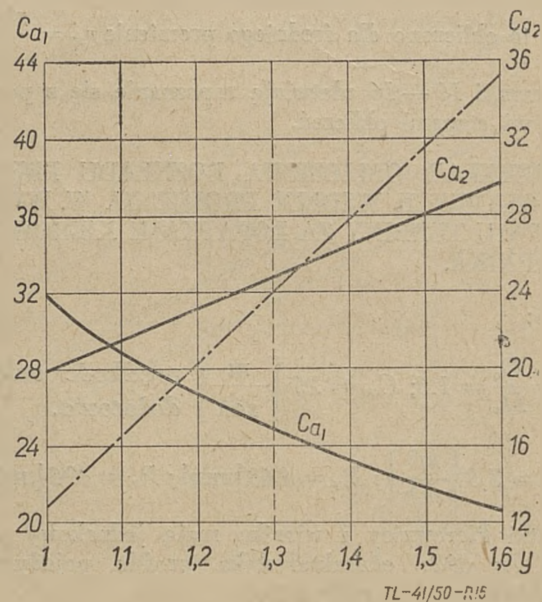
Rys. 13.



Rys. 14.

TABELA IV

L.p.	y	V	$r \cos^2 \alpha_1$	C_{a_1}	C_u
1	1	0,248	0,274	3,19	112
2	1,3	0,322	0,35	24,9	87,6
3	1,6	0,396	0,425	20,5	72,2



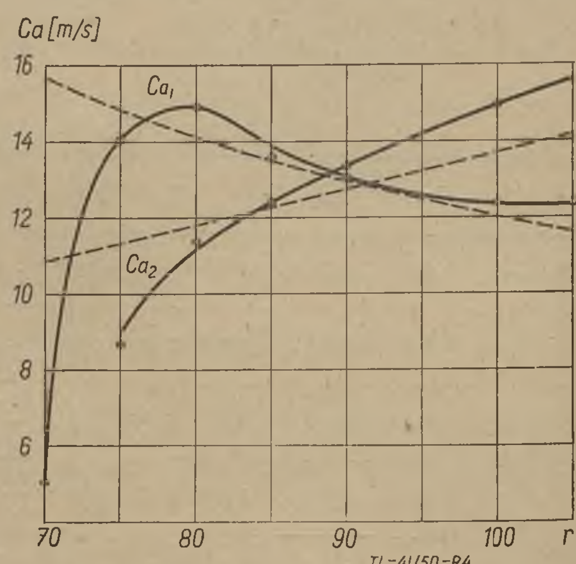
Rys. 15.

TABELA V

L. p.	y	2 gH	u	$u^2 + C'^2$	$2u \cdot Cu^1$	Ca_2 *)	Ca_2 **)
1	1	15200	67,5	5175	15120	19,8	12,8
2	1,3	15200	87,5	8275	15320	24,7	23,8
3	1,6	15200	108	12325	15600	29,8	35,3

*) bez uwzględnienia zmiany kąta β_2

**) z uwzględn. zmiany kąta β_2 wzdłuż promienia.



Rys. 16.

brane w tabeli *V*. Obliczenie prędkości osiowej za łopatkami wirnika przeprowadzono dwukrotnie:

1) bez uwzględnienia zmiany kąta β_2 oraz

2) z uwzględnieniem zmiany kąta β_2 wzdłuż promienia.

Na *rys. 15* są przedstawione obydwa wyniki. Uwzględniając zmianę kąta β_2 wzdłuż promienia należy przeprowadzić korektę c_a, wynikającą z warunku ciągłości:

$$2\pi \int_{r_w}^{r_z} c_{a2}\, r \,.\, dr = V \left[\frac{m^3}{s} \right];$$

Na *rys. 16* przedstawione są pomiary prędkości osiowych przy założeniu, że $\sphericalangle \alpha_1$ *i* β_2 są niezależne od promienia. Bezpośrednio z porównania *rys. 15* z *rys. 16* widać, że odchylenia procentowe między obliczeniem a promieniem są tego samego rzędu jak w przykładzie z uwzględnieniem i bez uwzględnienia zmiany $\sphericalangle \beta_2$, w zależności od promienia. Obliczenia przeprowadzono przy pomocy normalnego suwaka logarytmicznego.

6. ZAKOŃCZENIE.

Artykuł ten należy traktować jako próbę dokładniejszego ujęcia przepływu przez stopień maszyny wirnikowej osiowej. Tam gdzie to było możliwe porównano wyniki otrzymane drogą eksperymentalną z wynikami teoretycznymi uzyskując dużą zgodność, jeśli chodzi o charakter krzywych. Spostrzeżenia i wnioski zdobyte na badaniach stopnia turbiny, której łopatki kierownicy i wirnika były nieskręcone, uogólniono i zastosowano do obliczeń dmuchaw.

Wszystkie obliczenia podane w artykule stosują się do czynnika nieściśliwego. Odnośnie strat zachodzących w stopniu maszyny wirnikowej można twierdzić ogólnie, że największe straty są wywołane oderwaniem się strugi od profilu łopatki, co powoduje zmiany nie dające się absolutnie ująć matematycznie.

Znając rozkład prędkości w funkcji promienia, wyznaczony według opisanej metody można określić, przy jakich wartościach Δw_u względnie Δc_u. Związanych z określonym współczynnikiem wyporu ζ_a, pojawi się niebezpieczeństwo oderwania się strugi.

LITERATURA

[1] *W. TRAUPEL* — Neue allgemeine Theorie der mehrstufigen axialen Turbomaschinen — Zurich *1942*.

[2] *ECKERT, KORBACHER* — „Die Strömung durch Axialturbinen — Stufen von grosser Schaufelhöhe" — Deutsche Luftfahrtforschung, Forschungsbericht Nr *1750* Z.W.B. *1943*.

[3] *BAMMERT, KORBACHER* — Die Kennfelder einstufiger Überdruckturbinen — „Die Technik" Bd. *1*, Berlin *1946*.

[4] *T. SINNETTE* — Increasing the Range of Axial Flow Compressors by Use of Adjustable Stattor Blades. Journal of Aeron. Sciences. Vol *14*, No *5*, May *1947*.

[5] *I. L. POWCH* — Izsledowanie łopatok turbomaszin na staticzeskich wozdusznych ustanowkach. Kotłoturbostrojenie Nr *2*, *1948*.

Mgr inż. Stanisław Witkowski
Gł. Inst. Lotn.

Niektóre możliwości ulepszeń lotniczych silników tłokowych*)

Autor rozważa m. i. zmniejszenie szkodliwej wysokości głowicy górnozaworowej — przez zastosowanie nowego typu rozrządu, omawia chłodzenie tłoków powietrzem, dodatkowy wtrysk wody, krótkotrwałe wyłączanie zapłonu elektrycznego i wtrysk spec. czynnika zapłonowego, a także wspomina o możliwości częściowego odciążenia panewki korbowodu głównego w silniku gwiazdowym.

1. NIEKTÓRE WADY I ZALETY TŁOKOWEGO ZESPOŁU ŚMIGŁO-SILNIKOWEGO

Zarówno tłokowy jak i wirnikowy zespół śmigło-silnikowy wywierają na swe łoże podczas pracy moment odporowy; moment ów działa poprzez łoże na skrzydła, usiłując je obrócić w przeciwnym kierunku, niż kierunek obrotów śmigła. U wodnopłatowców pociąga to za sobą silniejsze zanurzenie jednego pływaka w czasie startu. Wielkość tego momentu wyraża się wzorem

$$M_r = 716{,}2 \frac{N}{n},$$

przy czym $M_r = - M_o =$ momentowi obrotowemu na końcówce dla śmigła w kGm, $N =$ moc efektywna na końcówce dla śmigła w KM, $n =$ obroty śmigła — obr/min.

Widzimy, że gdy silnik rozwija daną moc przy większych obrotach, to pracuje mniejszym momentem; z tego względu byłoby więc korzystniej, żeby śmigła miały jak największe obroty. W rzeczywistości dzieje się wręcz przeciwnie. Jesteśmy zmuszeni stosować reduktory obrotów śmigieł, gdyż śmigła mają większą sprawność przy większych średnicach, a równocześnie nie powinny przekraczać określonej prędkości obwodowej, wynoszącej *180 ÷ 260* m/sek; zależy to od grubości profilu, podyktowanej z kolei wytrzymałością materiału.

Dla zespołu o mocy $N = 2000$ KM przy obrotach śmigła (reduktor) $n = 1200$ wypada moment odporowy

$$M_r = 716{,}2 \frac{2200}{1200} = 1314 \; kGm$$

Jeżeli zespół ten jest zabudowany na samolocie jednosilnikowym o rozpiętości skrzydeł $2j = 16$ m (co odpowiada rzeczywistym proporcjom), to dla zrównoważenia momentu *Mr* należałoby na końcu skrzydła „obracanego" ku górze — powiesić ciężar

$$P = \frac{M_r}{j} = \frac{1314}{8} = 164 \; kG;$$

z wielkości siły *P* widzimy, że jest to już bardzo duży moment.

Dla wytrzymałościowego opanowania tego momentu (oraz ewent. dodatkowych momentów giroskopowych) konieczne jest wzmocnienie konstrukcji łoża, pociągające jednak za sobą wzrost ciężaru samolotu.

Silnik tłokowy jest także wzbudnikiem drgań konstrukcji płatowca wskutek posuwisto-zwrotnych ruchów tłoków i wskutek pulsacji momentu obrotowego. Jednak złagodzenie pulsacji momentu obrotowego, a więc i odporowego jest możliwe — przez zastosowanie przeciwwag wahadłowych *(Chilton, Taylor).* Również jest możliwe całkowite wyeliminowanie momentu odporowego. W silnikach o wielkim momencie obrotowym w porównaniu z rozpiętością skrzydeł samolotu jednosilnikowego, na którym mają być zbudowane, stosuje się dwie współosiowe, lecz przeciwbieżne końcówki wyjściowe dla dwóch przeciwbieżnych, niejednakowych śmigieł.

Do pomiarów mocy takich silników nie wystarczają normalne, pojedyncze hamownice. Jest tu konieczny układ dwóch przeciwbieżnych hamownic na wspólnej osi geometrycznej. Pierwsza z tych hamownic (bliższa silnika) musi mieć „przelotowy" wirnik dla przepuszczenia przeciwbieżnego wału, obracającego wirnik drugiej hamownicy. Ważną jest możność dokładnie jednakowego obciążania obu końcówek silnika w całym obszarze obrotów hamowania.

Tłokowy silnik lotniczy jest prawie zawsze za duży, zwłaszcza silnik skrzydłowy (w odróżnieniu od kadłubowego) — z uwagi na znaczne opory aerodynamiczne; jest on zawsze za ciężki, gdyż najlepiej byłoby, żeby nic nie ważył.

---

*) Autor poniższych rozważań opublikował jeszcze w r. *1939*, w lipcowym N-rze „Przeglądu Lotniczego" artykuł pt. „Ciężar czy obrys silnika lotniczego", w którym były m. in. przewidywania co do rozwoju tłokowych silników lotniczych, a zwłaszcza sugestie odnośnie angielskiego silnika Napier „Dagger" — na przeciąg najbliższego (od r. *1939)* trzylecia. W styczniu *1944* r. został ujawniony nowy silnik firmy Napier — mianem „Sabre", który spełnił z uderzającą dokładnością takie daleko idące sugestie autora, jak zmiana systemu chłodzenia z powietrznego na cieczowe, powiększenie objętości skokowej cylindra z *0,7* l. do *1,5* l. i obrócenie układu *H* cylindrów o 90^0; w dalszym, już powojennym rozwoju ewolucyjnym silnik ten spełnił także dokładnie dezyderat autora — dla tego typu silników — podniesienia obrotów do *4000 obr/min.*

Fakty te stanowią konkretny sukces prestiżowy polskiej myśli technicznej.

W poniższych rozważaniach stawia autor również pewne tezy zasługujące na uwagę. (Red.)

Musimy więc znosić cały garnitur wad silnika tłokowego dla osiągnięcia jednego, właściwego działania, tj. samego ciągu. Ostatecznie chodzi bowiem tylko o ciąg. Nie należy o tym zapominać zwłaszcza podczas długotrwałych prób zdatności na hamowni.

Również nie zostały jeszcze zadowalająco opanowane takie wielkie wady silników tłokowych, jak konieczność stosowania coraz droższych paliw, przy niezadowalającej sprawności silnika oraz znaczne zużycie drogich olejów.

Natomiast główne zalety silników tłokowych — zwłaszcza w porównaniu z silnikami odrzutowymi to:

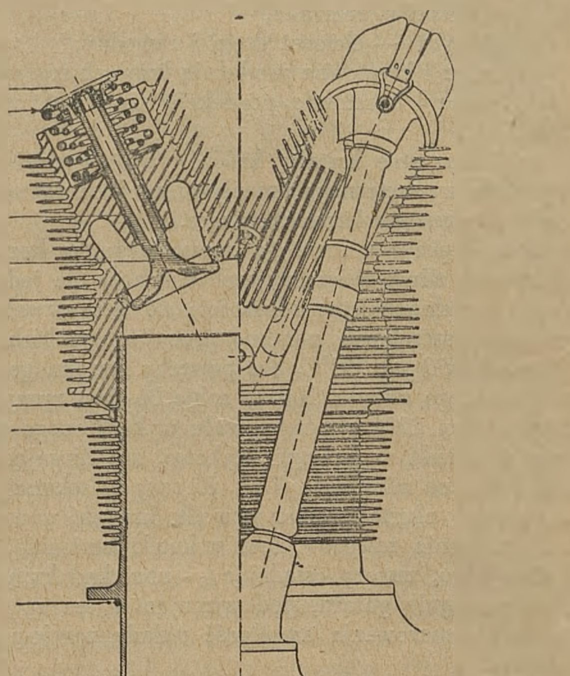
a. łatwość budowy silników o małej mocy,

b. zdolność samolotu napędzanego silnikiem tłokowym do startu i lądowania przy małych prędkościach, rzędu kilkudziesięciu km/godz.,

c. lepsza sprawność zespołu śmigło-silnikowego od silników odrzutowych — w obrębie małych i średnich prędkości lotu, do ok. *700* km/godz.,

d. znacznie mniejsza długość silnika.

Wypada jeszcze zaznaczyć, że niedostateczna znajomość wielkości i rozkładu temperatur silnika tłokowego oraz warunków jego smarowania bywa niejednokrotnie żyzną glebą dla nieudanej „wynalazczości". Dlatego przy dalszych rozważaniach zostanie zwrócona pewna uwaga na sprawę temperatur. Zostaną też rozpatrzone ewent. możliwości zmniejszenia wymiarów obrysu silnika tłokowego i ewent. dalsze możliwości zwiększenia jego mocy jednostkowej,*) a więc pośrednio — możliwości zmniejszenia jego ciężaru.

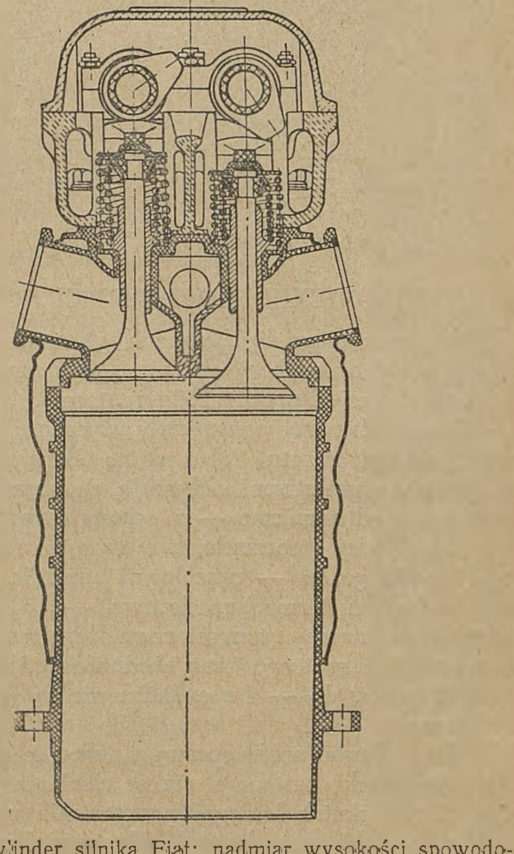


Rys. 1. — Cylinder silnika Piaggio; nadmiar wysokości spowodowany rozrządem górnozaworowym wynosi ok. 30% wysokości części cylindra wystającej ponad karter; zazwyczaj wynosi on więcej, ok. 35%.

*) Moc jednostkowa jest to udział mocy maksymalnej przypadający na *1* l. objętości skokowej silnika.

2. ZAGADNIENIE ZMNIEJSZENIA WYSOKOŚCI GŁOWICY

Dalsze zmniejszanie obrysu silnika przez skracanie skoku tłoka przy równoczesnym powiększaniu średnicy cylindra, doprowadziłoby do nadmiernego wzrostu obciążeń układu korbowego siłami gazowymi od ciśnień maksymalnych, które już dziś dochodzą do *50* atn. przy maksymalnym ciśnieniu ładowania na starcie. Dlatego przeważający obecnie w tłokowych silnikach lotniczych zakres ilorazu $S/D = 0{,}9 \div 1{,}3$**) należy uznać raczej za ustalony. Mniejsze wartości ilorazu S/D odnoszą się do mniejszych cylindrów, większe — do większych.



Rys. 2. — Cylinder silnika Fiat; nadmiar wysokości spowodowany rozrządem górnozaworowym wynosi ok. 44% wysokości części cylindra wystającej ponad karter. Szkodliwy nadmiar wysokości dla silników chłodzonych cieczą jest ok. 10% większy niż dla chłodzonych powietrzem, z powodu znacznie mniejszej grubości płaszcza cieczowego od wysokości użebrowania przy chłodzeniu powietrzem.

Pozostaje więc tylko sposób zmniejszenia wysokości cylindra przez zmniejszenie wysokości głowicy, co jest z kolei możliwe jedynie przez opracowanie nowej konstrukcji rozrządu. Zresztą na krótszej tulei wskutek np. skrócenia skoku tłoka — raziłaby tym bardziej wysoka głowica, skłaniając konstruktorów jeszcze silniej do poszukiwań rozwiązań konstrukcyjnych rozrządu, umożliwiających budowę niższej głowicy.

O ile jest oczywiste, iż tuleja cylindrowa musi być tak wysoka czy długa, żeby było miejsce na robocze ruchy tłoka, o tyle wysokość głowicy zależy w dużej mierze od konstrukcyjnego rozwiązania — nieproduktywnego zasadniczo rozrządu. W silnikach spalinowych przyjął się ogólnie rozrząd zaworowy, a w silnikach lotniczych za-

**) S — skok tłoka, D — średnica cylindra.

wory w głowicy, dzięki lepszym wówczas napełnieniom cylindra świeżą mieszanką i lepszemu wylotowi spalin, niż przy zaworach bocznych. Rozrząd z zaworami w głowicy jest jednak najniekorzystniejszym rozwiązaniem z punktu widzenia wymiaru wysokości, gdyż jest on właśnie najwyższą wymiarowo konstrukcją. Porównajmy wysokość głowicy wraz z nadbudową rozrządu — z wysokością samej tulei cylindrowej (mówiąc o „wysokości" mam na myśl układ cylindra „stojącego"); wysokość głowicy wraz z nadbudową rozrządu (dźwignie zaworowe) jest na ogół większa od wysokości tulei cylindrowej.

Wprawdzie optyczne wrażenie wysokości czynią również żebra na głowicy chłodzonej powietrzem, lecz one głównie tylko wykorzystują wolne przestrzenie dokoła obudowy trzonów zaworów i sprężyn zaworowych. Istotnymi czynnikami wysokości pozostają trzony i sprężyny zaworów, ponad którymi znajdują się jeszcze dźwignie zaworowe. Dla porównania wystarczy zwrócić uwagę na wysokość głowicy chłodzonej cieczą, a więc bez żeber; ta głowica jest też wysoka.

3. ZAGADNIENIE NIEZBĘDNOŚCI ROZRZĄDU

W dalszym ciągu będzie mowa głównie o cylindrach silników chłodzonych powietrzem, gdyż one nastręczają na ogół więcej kłopotów konstruktorom.

Jeżeli porównamy wewnętrzną wysokość cylindra od wewnętrznego zwrotu tłoka aż po sklepienie głowicy, w której to przestrzeni odbywają się zasadniczej wagi obiegi termodynamiczne — z pozostałą nadbudową wysokości głowicy i rozrządu, konieczną do realizacji wlotu i wylotu gazów — przebiegów zupełnie nieistotnych pod względem termodynamicznym — to widzimy, że nastąpił tu znaczny przerost rozmiarów rozrządu w porównaniu z jego teoretyczną zbędnością. Albowiem wlot i wylot gazów do — i z cylindra nie są (teoretycznie) konieczne.

Należy zdawać sobie sprawę z tego, że podczas spalania mieszanki następuje wzrost ciśnienia w cylindrze nie tyle na skutek jakiegoś powstawania nowych ilości gazów, lecz głównie wskutek b. silnego podgrzania (przez każdorazowe spalenie ok. *0,2* $\div$ *0,3* cm³ paliwa na każdy litr objętości skokowej silnika) tej ilości gazowych składników powietrza, jaka została zamknięta w cylindrze po ukończeniu suwu wlotowego i usiłuje się wskutek podgrzania rozszerzyć. Zachodzące w cylindrze przemiany chemiczne w związku ze spaleniem mają tylko nieznaczny wpływ na zmianę objętości właściwej — gazowej zawartości cylindra. Gazy owe po ostudzeniu do temperatury otaczającej skurczyłyby się same do objętości prawie równej swej objętości pierwotnej, bo tylko o ok. 5% większej od objętości cylindra.*) Należy bowiem pamiętać, że ok. *80%* objętości powietrza stanowi azot, prawie nie biorący udziału w spalaniu.

Wypada z kolei nadmienić, że silne podgrzewanie gazu możemy osiągnąć nie tylko przez spalanie. Można podgrzać gaz chemicznie obojętny np. przez przepuszczenie przezeń łuku elektrycznego. Można więc wyobrazić sobie pracę silnika tłokowego w ten sposób, że po sprężeniu przez tłok gazu w cylindrze — nagle podgrzewamy ten gaz silnym łukiem elektrycznym (zamiast spalania paliwa); a przy końcu suwu pracy (rozprężania) nagle oziębiamy cylinder z gazem — bardzo zimnym chłodziwem. Po czym znów go podgrzewamy itd. Taki silnik tłokowy nie byłby spalinowym i nie potrzebowałby rozrządu, bo nie miałby suwów wlotu i wylotu gazów, czyli nie byłoby przepływu gazów przez cylinder.

W tym miejscu wypada wspomnieć o interesującym silniku doświadczalnym firmy holenderskiej „Philips", będącym silnikiem tłokowym, lecz nie spalinowym. Pracuje on dzięki kolejnemu podgrzewaniu i oziębianiu powietrza, które jednak przepływa przez cylinder tak, że są wloty i wyloty gazu; posiada więc w ogóle rozrząd.**) Zasada pracy tego silnika stanowi pewne nawiązanie nawet do zasady działania silnika przelotowego, który jest jednak silnikiem spalinowym.

Rozrząd jest tedy koniecznością fizykalną, ale nie termodynamiczną. Jeżeli jeszcze zauważymy, że dostępne dla napędu końce trzonów zaworów i łożyskowy czop wału wykorbionego, z którego jest pobierana energia do napędu rozrządu — znajdują się daleko od siebie, bo po przeciwnych „końcach" cylindra, to widzimy jak niedogodny jest napęd rozrządu z zaworami w głowicy.

4. GŁÓWNA ZALETA ROZRZĄDU ZAWOROWEGO

Czym tłumaczy się trudność usunięcia z konstrukcji tłokowych silników spalinowych — rozrządu zaworowego, mającego prócz wspomnianych, także takie zasadnicze wady, jak:

a. trudność opanowania sił bezwładności zaworów i innych elementów rozrządu,

b. sprężyny — element drogi i zawodny,

c. trudna i kosztowna produkcja krzywek rozrządczych,

d. trudna i kosztowna produkcja zaworów (np. stellitowanie),

e. niekorzystne kształty króćców wlotowych i wylotowych dla wewnętrznego przepływu gazów i zewnętrznego opływu przez powietrze chłodzące.

Mocna pozycja rozrządu zaworowego w konstrukcji tłokowych silników spalinowych tłumaczy się jedną jego fundamentalną zaletą: zdolnością do długotrwałego zachowania szczelności pomimo pracy w wysokich temperaturach *600* $\div$ *900*°C, bez potrzeby starannego smarowania całego układu. Należy sobie bowiem uprzytomnić, że np. przy *2000* obr/min. wału wykorbionego grzybek zaworu osiada na przylgni stykowo, nie ślizgając się — *1000* razy na minutę, czyli ok. *17* razy na sekundę. Mimo starannego ukształtowania obwodu krzywki z uwagi na przyśpieszenia zaworów, lecz wskutek istnienia luzu regulacyjnego, zawory osiadając — poniekąd kują na gorąco przylgnie gniazd, podtrzymując w ten sposób bez potrzeby smarowania szczelność układu zawór-przylgnia gniazda.

Ważne jest oczywiście, żeby zawór i gniazdo, zwłaszcza wylotowe, były z materiałów nie zendrujących, nie zmieniających swej struktury ani twardości i nie paczących się pod wpływem zmian temperatur w granicach od *—60*° do *+1000*°C. Twardość przylgni stellitowanych jest przy *20*°C rzędu *45* jedn. Rockwella wg skali „*C*", to znaczy ok. *450* jedn. Brinella.

*) Bierzemy pod uwagę napełnianie pod ciśnieniem atmosferycznym, bez doładowania.

**) Niestety, przejściowy brak danych uniemożliwia bliższe omówienie tego silnika.

5. ROZKŁAD TEMPERATUR W CYLINDRZE

Rozkład temperatur na głowicy czterosuwu chłodzonego powietrzem jest bardzo nierównomierny, od kilkudziesięciu ^{0}C na króćcu wlotowym do paruset ^{0}C na króćcu wylotowym — w warunkach mocy maksymalnej.

Wypada poświęcić tej nader prostej, lecz ważnej sprawie parę słów.

Zarówno sklepienie głowicy wraz z grzybkami zaworów jak i denko tłoka są po jednej stronie omywane przez gorące gazy podczas sprężania i pracy. Najwyższa temperatura gazów podczas spalania dochodzi w pobliżu świecy, lecz niezbyt blisko ścianki głowicy — chwilowo nawet do *2600 ÷ 2800*^{0}C. Jednak jako przeciętną temperaturę całej dawki należy przyjmować temperaturę znacznie niższą (z uwagi na niższą temperaturę warstewki gazów przy ściankach), zawartą raczej w granicach *2200 ÷ 2400*^{0}C. Temperatura ta jest wynikiem spalenia tylko ok. *6* mm^3 paliwa podczas każdego suwu pracy na każdego KM mocy efektywnej silnika. Bezpośrednio przed otwarciem wylotu mają spaliny jeszcze temperaturę *1600 ÷ 1700*^{0}C, a tuż po otwarciu wylotu temperatura ich spada wskutek znacznego rozprężenia — do ok. *1000*^{0}C.

Podczas wylotu cała masa spalin o temperaturze *1000*^{0} C omywa całą niewielką powierzchnię grzybka i części trzona zaworu wylotowego, jego gniazda i króćca wylotowego — podgrzewając zawór do przeciętnej temperatury *800*^{0} C, jego gniazdo do *350*^{0} C i króciec wylotowy powyżej *300*^{0} C; natomiast pozostałe połacie sklepienia głowicy i denka tłoka są w tym czasie tylko łagodnie omywane niewielką, malejącą właśnie wskutek ubywania, ilością spalin. Równocześnie denko tłoka, o którego chłodzenie nie dba się naogół w czterosuwie, w porównaniu z głowicą — wykazuje w najgorętszym miejscu temperaturę rzędu *300*^{0} C.

W dwusuwie jest tłok nieco lepiej chłodzony od strony karteru, niż w czterosuwie, skutkiem przepływu mieszanki, a mimo to jest gorętszy o ok. *100*^{0} *C* niż w czterosuwie, gdyż sterując wylot spalin ma omywane przez nie denko i jest przez to bardzo silnie podgrzewany.

Chłodzenie tłoka dwusuwu mieszanką jest niedość intensywne dlatego, że mieszanka, której kropelki paliwa pobrały już z karteru pewną ilość cieplika na parowanie — ma o tyleż mniejsze zdolności chłodzące po wpłynięciu do cylindra. Mieszanka paliwa i zimnego oleju — z powietrzem, tworząca się przy $n = 3000$ obr/min w gaźniku dwusuwowego silnika w objętości skokowej $V_s = 1$ l. pobiera ok. *20* kcal/min cieplika z własnego powietrza, z karteru, z tłoków, i t. d, utrzymując swą temperaturę ok. *40 ÷ 50*^{0} C przy wyjściu z karteru do cylindra. Mieszanka ta obniżyłaby swą temperaturę o ok. *20*^{0} C, gdyby nie mogła pochłaniać ciepła z otoczenia. Do w. w. cieplika dochodzi, po wejściu mieszanki do cylindra — cieplik pobierany ze ścianek głowicy i tulei cylindrowej, z denka tłoka, a także z resztek spalin, powodując dalsze podgrzanie wytworzonej mieszanki o *80 ÷ 110*^{0} C — jeszcze w trakcie suwu wlotowego*). W ten sposób temperatura mieszanki wynosi na początku suwu sprężania w dwusuwie ok. *120 ÷ 160*^{0} C, zależnie od napełnienia świeżą mieszanką, w tym sensie, że im większe napełnienia, tym niższe temperatury. Przy małych napełnieniach — temperatury te są wysokie, bo w cylindrze pozostaje dużo gorących spalin.

Nie należy zapominać, że ilość mieszanki, przepływającej przez karter (i cylinder) wynosi zaledwie *20 ÷ 25%* ilości powietrza chłodzącego, omywającego równocześnie głowicę.

Także tuleja cylindrowa jest w dwusuwie bardzo gorąca — przy szczelinach wylotowych; obrzeże tych szczelin wykazuje temperaturę ok. *300*^{0} C.

Tak więc spiętrzenia ciepła występują nieuchronnie na organach sterujących bezpośrednio wylot.

Należy wreszcie dodać, że nierównomierny rozkład temperatur na głowicy (i denku tłoka), wyrażający się dla skrajnych punktów ilorazem *1:10* — bardzo obniża odporność tego układu na detonację, a więc ogranicza możliwą do wydobycia z silników moc.*)

6. TYPOWE DEFEKTY ROZRZĄDU ZAWOROWEGO.

Szczególnie niebezpieczną wadą rozrządu zaworowego jest dla silników lotniczych pękanie sprężyn. Przyczyną pękania sprężyn zaworowych bywają zazwyczaj ich drgania rezonansowe, gdy częstotliwość impulsów od krzywki jest wielokrotnością okresu drgań własnych sprężyny. Sprężyna popada bowiem wówczas w ciągłe drżenie podczas pracy silnika, które staje się przyczyną prędkiego zmęczenia jej materiału i — pęknięcia.

Dla obliczenia częstotliwości drgań własnych sprężyny stosuje się zazwyczaj wzór typu: $H = A\,\dfrac{B}{C}$

w którym np. wg *Devillersa*

H — częstotliwość drgań własnych sprężyny na minutę
A — współczynnik bezwymiarowy $= 2700$
B — ilość kG, potrzebna do ugięcia o *1 mm* — zwojów czynnych
C — ciężar zwojów czynnych w kG.

Gdy sprężyny zaworu są za słabe na to, aby zapewnić nieprzerywane przypieranie popychacza (suwaczka) do krzywki rozrządczej przy wszystkich możliwych obrotach — wówczas zawór przy wyższych obrotach nie osiada łagodnie, lecz opada nieco później — uderzeniowo. Uderzeniowe osiadanie zaworów prowadzi do urywania się trzonów zaworów, zwłaszcza wylotowych. Takie uderzenia mogą być też powodem podskoków zaworu, podskoki te zaś mogą być jeszcze zwiększone przez drgania sklepienia głowicy. Ciśnienia maksymalne gazów oraz impulsy wywierane przy otwieraniu zaworów mogą bowiem wprawiać zbyt cienkie sklepienie głowicy z lekkiego stopu w drgania o zbyt dużej amplitudzie; nie należy zapominać, że moduł sprężystości podłużnej wynosi przy *20*^{0} C dla aluminium $E = 700.000$ kG/cm^2, zaś dla stali $E \div 2.100.000$ kG/cm^2. We wzory na odkształcenie sprężyste (strzałkę ugięcia) wchodzi zawsze moduł *E* w mianowniku. Np. dla płaskiego sklepienia o stałej grubości, nakrywającego tuleję walcową i sztywno z nią

*) Dla mieszanki średnie ciepło właściwe $c_p \simeq 0{,}34$ kcal/m³ °C.

*) O detonacji — vide artykuł tegoż autora w T. L. Nr 4/1949.

zespolonego mamy wzór na strzałkę ugięcia przy obciążeniu jednostajnym

$$u = \frac{apr^4}{Es^3}$$

gdzie s — grubość sklepienia w cm.
E — moduł sprężystości podłużnej w kG/cm²
r — promień walca w cm
p — nadciśnienie w kG/cm²
a — *0.17* współczynnik dla osadzenia sztywnego
u — strzałka ugięcia na środku — w cm.

Zatem gdy E maleje, to u rośnie. Z tych przyczyn byłaby także interesująca znajomość zależności $E = f\ (t^0)$, gdzie t^0 — zmienna temperatura w °C.

Podskakiwanie zaworów jest szkodliwe również przez to, że może powodować straty świeżej mieszanki z cylindra, co oznacza zmniejszenie mocy.

Żebra chłodzące należy uważać zarazem za pierwszorzędny czynnik usztywnienia głowicy.

Wypada jeszcze wspomnieć o rozszerzalności cieplnej. Otóż różnica temperatur np. dwóch sąsiednich warstw materiału o *100*° C powoduje dla stali wzrost naprężeń wewnętrznych o *2400* kG/cm², a dla aluminium o *800* kG/cm². Naprężenia te dodają się do naprężeń mechanicznych i mogą być przyczyną pozornie nieuzasadnionych pęknięć materiału w polu ostrych różnic temperatur.

Istnieje wreszcie groźba paczenia się zaworów i głowic przy nierównomiernym rozkładzie temperatur; przemawia to przeciw dużym średnicom grzybków zaworów (nieszczelności), a może być również przyczyną urywania się zaworów (gdy grzybek skrzywi się względem trzona).

7. ZAGADNIENIE ROZRZĄDU BEZZAWOROWEGO.

Z rozważań nad wysokością głowic wynika, że istnieje dla konstruktorów zagadnienie stworzenia niskiej konstrukcji rozrządu. Konstrukcja ta musi jednak zapewniać również nie gorsze napełnianie cylindra, ani nie gorsze warunki chłodzenia głowicy, niż rozrząd zaworowy. Sprężyny t. zw. agrafkowe, których zadaniem jest obniżenie wysokości nadbudowy rozrządu na głowicy, nie znalazły zastosowania w silnikach lotniczych.

Nowy typ rozrządu powinien spełniać następujące warunki:

a. głowica powinna być znacznie niższa, niż przy rozrządzie górnozaworowym,

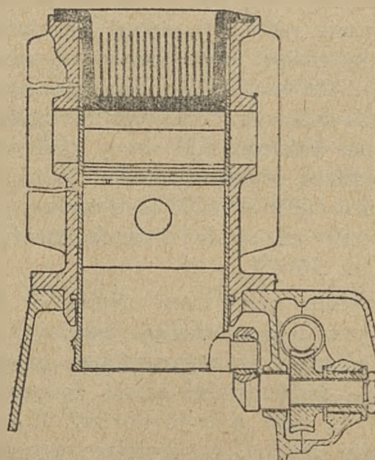
b. głowica powinna być o dobrym opływie aerodynamicznym z zewnątrz i o korzystnych kształtach dla przepływu gazów wewnątrz,

c. ani głowica, ani denko tłoka nie powinny wykazywać miejscowych spiętrzeń cieplnych. Temperatury ich powinny być możliwie wyrównane i wynosić podczas pracy silnika *200*° ÷ *250*° C, a to dla dobrego odparowania najcięższych frakcji benzyny; nie powinny jednak przekraczać temperatury dobrej smarności oleju w rowkach pierścieni tłokowych i na części gładzi cylindra w głowicy. Jedynym zbyt gorącym punktem, który jednak musimy tolerować — jest świeca; ma ona od strony cylindra, na elektrodzie środkowej *500*° ÷ *600*° C i powinna mieć jaknajmniejszą średnicę gwintu.*)

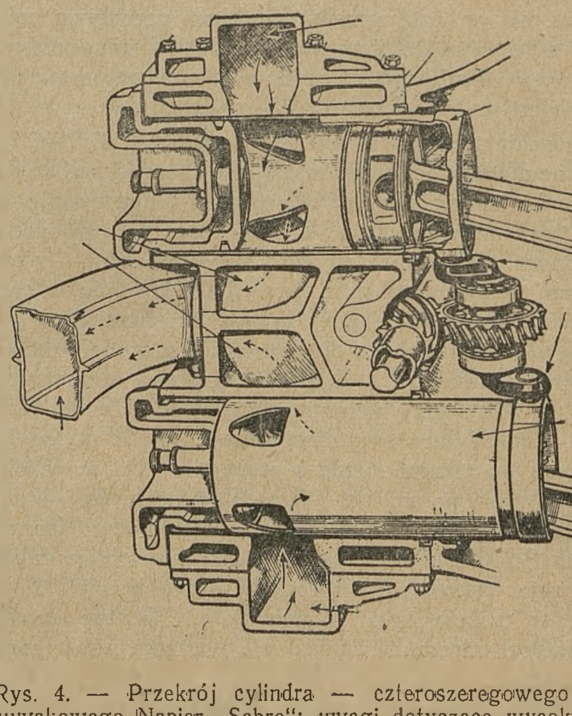
*) Aby jak najmniej krępować konstruktora przy wyborze miejsca dla niej w głowicy, nie mającej wszak tylko płaskiego kształtu sklepienia.

A zatem powinien to być rozrząd typu suwakowego lub t. p., przy którym miejsca silnych spiętrzeń cieplnych znajdują się naogół poza przestrzenią końcowego sprężania i spalania.

Dotychczasowe konstrukcje lotniczego rozrządu suwakowego nieźle czynią żadość postulatowi „niskości", natomiast gorzej postulatowi korzystnego opływu aerodynamicznego, jak to widzimy na przykładach głowic — chłodzonego powietrzem silnika Bristol i chłodzonego cieczą silnika Napier — „Sabre". Silniki te posiadają stosunkowo lekki rozrząd jednosuwakowy — w odróżnieniu od znacznie cięższego dwusuwakowego, stosowanego w swoim czasie przez niektóre firmy samochodowe.



Rys. 3. — Schemat cylindra gwiazdowych silników suwakowych „Bristol"; rozrząd suwakowy wymaga wysokiego podciągnięcia obszernej i ciężkiej obudowy głowicy, aby stworzyć warunki niezbędne dla ruchów suwaka; stąd trudności chłodzenia powietrzem — wklęsłej wysokiej głowicy.



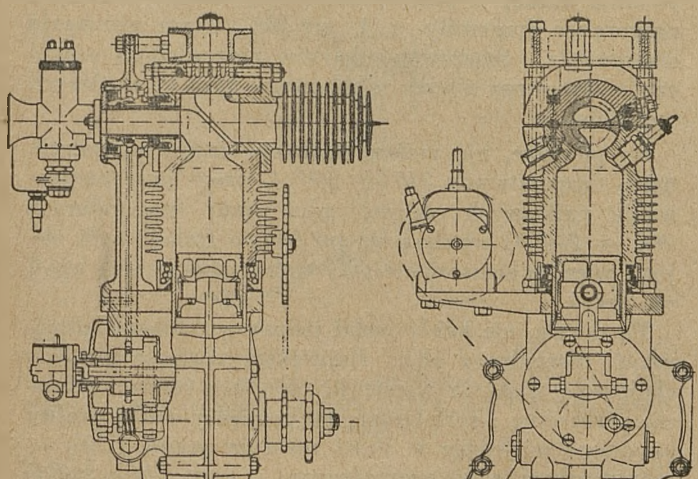
Rys. 4. — Przekrój cylindra — czteroszeregowego silnika suwakowego Napier „Sabre"; uwagi dotyczące wysokiej głowicy — podobne jak u Bristola.

Wypada jednak nadmienić, że np. ciężar suwaka dla ∅ *146* mm wynosi *4,6* kG, a przyśpieszanie go w warunkach pracy silnika wymaga siły *300* ÷ *400* kG; suwaki pobierają do swego napędu ok. *0,4* ÷ *0,9%* mocy efektywnej N silnika, gdy zawory pobierają tylko *0,2* ÷ *0,3%* N .

Rozrząd jednosuwakowy ma w porównaniu z rozrządem zaworowym jeszcze jedną zasadniczą wadę: tłok suwa się w tulei suwakowej, a ta dopiero w chłodzonej bezpośrednio tulei cylindrowej. Tuleja suwakowa jest odgrodzona od tulei cylindra warstewką izolatora cieplnego, jakim jest olej. Ciepło jest więc odprowadzane z denka tłoka poprzez pierścienie tłokowe nie wprost na dobrze chłodzoną tuleję cylindra, lecz na źle chłodzoną tuleję suwakową, z której przechodzi na tuleję cylindrową dopiero po przebyciu jeszcze jednego progu cieplnego, jakim jest warstewka oleju, będącego ok. *400* razy gorszym przewodnikiem ciepła, niż stal.*) Stwierdzono. że wszelka powierzchnia graniczna dwóch fizykalnie oddzielnych ośrodków, nawet bardzo gładka powierzchnia bezpośredniego styku na sucho dwóch elementów z jednakowego materiału jest dla ciepła trudnym do przebycia „progiem cieplnym“. Każdy styk jest bowiem tylko wielopunktowy, a nie równomiernie powierzchniowy.

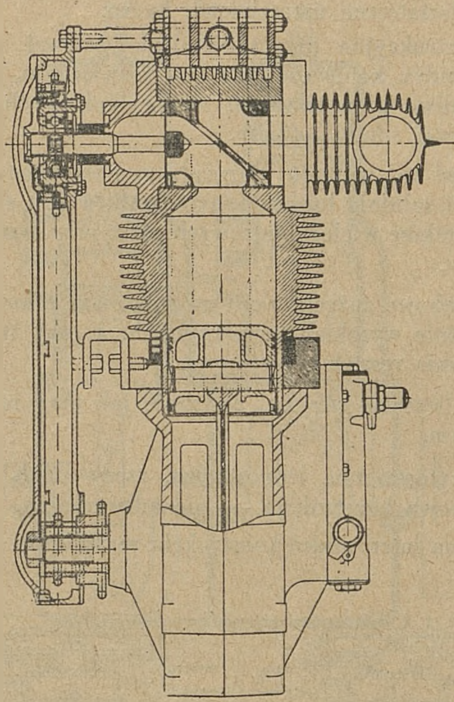
W świetle powyższych uwag staje się jasne, dlaczego ortodoksyjny rozrząd dwusuwakowy typu „Knight“, używany do r. *1914* przez niektóre firmy samochodowe (np. „Minerwa“ w Belgii) — odpadł zupełnie, gdy moc jednostkowa silników zaczęła rosnąć, a z nią przepływ ciepła przez ścianki cylindrów.

8. PRZYKŁADY ROZRZĄDU KURKOWEGO.



Rys. 5a. — Silnik z rozrządem kurkowym „Cross“.

*) Mimo to z jednocylindrówki o obj. skokowej 1,6 l. chłodzonej cieczą, z tłokiem chłodzonym olejem i z rozrządem jednosuwakowym wydobyto w warunkach laboratoryjnych już 222 *KM/l* przez 5 minut przy $n = 4000$ obr/min, $\varepsilon = 7$, doładowaniu 2,1 atm. i chłodzeniu powietrza wlotowego bezpośrednim wtryskiem 40/60% mieszanki wody z metanolem.



Rys. 5b. — Silnik „Cross“ — widać wyraźnie sprężyny dociskające tuleję cylindrową do głowicy.

Pod nazwą rozrządu kurkowego należy rozumieć otwieranie i zamykanie przekrojów przepływu — przez odcinanie ich w sposób przypominający przekręcanie kurka np. w rurze gazowej. Kurek może mieć ruch ciągły lub zwrotny.

W pierwszym rzędzie wspomnę o tulei obrotowej w cylindrze. Próby z takim interesującym rozwiązaniem robiła już dawno firma Renault. Nie dały one jednak zadowalających wyników. Tuleja obrotowa miała stałą prędkość kątową. Rozrząd ten absorbował niewątpliwie duży procent mocy i nastręczał trudności w zakresie smarowania, rozszerzalności, szczelności i chłodzenia; był także ciężki i drogi.

Następnie należy wymienić angielską konstrukcję „Cross“, próbowaną na silniku motocyklowym firmy „Rudge“, którą Niemcy usiłowali nawet adaptować do lotnictwa.

Cylinder ma luz osiowy względem karteru i jest dociskany sprężyną do kurka. Kurek jest tu chłodzony pośrednio powietrzem i bezpośrednio przepływem świeżej mieszanki, a podgrzewany głównie wylotem spalin. Do oleju smarującego kurek w głowicy przedostają się gazy pod ciśnieniem wybuchów, więc konieczne są zaworki zwrotne odgazowujące. Silnik o objętości skokowej *250* cm³ przy *6000* obr/min i $\varepsilon = 11$ rozwinął moc *71* KM/l przy zużyciu paliwa *190* g/KMgodz. Kurek *Crossa* umożliwia rozwiązania konstrukcyjne dla pracy w dwu- lub czterosuwie; obroty kurka są stałe. Badania i analiza wykazują następujące wady rozrządu Crossa przy zastosowaniu do silników lotniczych:

a. za duże straty mocy na ciągły napęd obrotowy kurka o dość znacznej średnicy $D_{kurka} = 0,8\ D_{cyl}$

b. niedostateczne uszczelnienie kurka,

c. konstrukcyjne urzeczywistnienie osiowej przesuwności cylindra, konieczne przy tym rozwiązaniu, jest bardzo uciążliwe przy silnikach wielocylindrowych, jakimi są zazwyczaj silniki lotnicze.

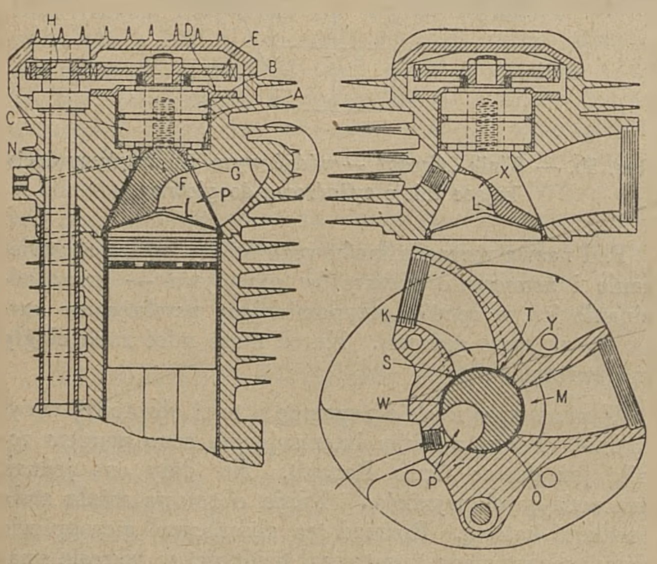
d. napęd indywidualny rozrządu za pośrednictwem kół zębatych i solidnie łożyskowanych wałków jest zbyt ciężki dla silników wielocylindrowych; jest przy tym bardzo kosztowny,

e. dodatkowe zużycie oleju na smarowanie kurka przy niekorzystnie wysokich temperaturach. a przy tym groźba spiekania resztek poolejowych,

f. zbyt wysoka głowica, podobnie jak przy rozrządzie zaworowym,

g. szczytowa moc jednostkowa, rzędu *70* KM/l jest. jak na nową konstrukcję — nienadzwyczajna.

Następna interesująca konstrukcja rozrządu to „Aspin".



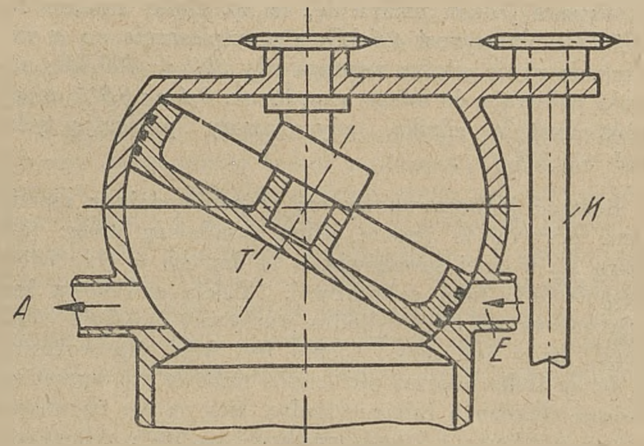
Rys. 6. — Silnik Aspin.

Mamy tu krążącą objętość głowicy, co wprawdzie poprawia chłodzenie, lecz wywołuje siły masowe w głowicy od asymetrii budowy kurka. Możliwe są rozwiązania konstrukcyjne kurka „Aspin" zarówno dla pracy w dwu- jak i w czterosuwie.

Silnik jednocylindrowy o objętości skokowej *250* cm³ przy *11000* obr/min i $\varepsilon = 14$ rozwinął moc jednostkową *132* KM/l, wykazując zużycie paliwa *141* g/KMgodz. Silnik pracował eksperymentalnie nawet przy $\varepsilon = 18{,}5$ bez detonacji. Wyniki te są bardzo dobre, w szczególności zwraca uwagę rewelacyjnie niskie zużycie paliwa. Pomimo tak korzystnych wyników pokazowych, konstrukcja nie rozpowszechniła się. Prawdopodobnie dopiero dłuższa praca wykazała jakieś usterki tego rozwiązania.

Wady konstrukcji Aspin są podobne, jak u *Crossa*, prócz pktów a), c) i g). A więc głowica jest też zbyt wysoka.

Niewątpliwie interesująca jest kinematyka konstrukcji rozrządu kurkowego przy pomocy skośnej tarczy obrotowej.



Rys. 7. — Rozrząd przy pomocy skośnej tarczy obrotowej.

Techniczne wyniki pracy tego rozrządu na szybkobieżnym silniku spalinowym nie są znane. Muszą pojawiać się dość znaczne siły masowe dążące do ustawienia płaszczyzny tarczy prostopadle do osi obrotu; pociąga to za sobą zmienne i dość znaczne obciążenia łożysk wałka tarczy. W związku z tym, że tarcza ma nawet większą średnicę od średnicy tulei cylindrowej, są także nieuniknione b. duże siły od ciśnień gazów. Wady pow. rozrządu są analogiczne jak dla rozrządu *Crossa*, prócz pktów b) i c). Szczytowa moc jednostkowa możliwa do rozwinięcia przy tym rozrządzie jest nieznana.

9. SPRAWA SMAROWANIA I WSPÓŁPRACY ŚLIZGOWEJ METALI.

Przy rozrządzie kurkowym występuje zagadnienie smarowania kurka, w przeciwieństwie do zaworów, których najgorętsze fragmenty, t. j. grzybki — nie wymagają smarowania. Smarowanie kurków rozrządczych nastręcza u tłokowego silnika spalinowego kłopoty z różnych względów.

Po pierwsze, nie można smarować części gorętszych, niż o temperaturach $240 \div 260^0$ C nawet przy zastosowaniu najlepszych olejów, gdyż przy temperaturach $260 \div 280^0$ C zapalają się już lżejsze frakcje tych olejów; więc na smarowanie przy tych temperaturach lepiej nie liczyć.

Po drugie, nie każdy metal jednakowo dobrze „przyjmuje" rozrzedzony olej. Największą zdolność powierzchniowego wiązania warstewki oleju ma żeliwo, zwłaszcza perlityczne i sorbityczne, bo pomiędzy siatką grafitu zawartego w żeliwie w ilości znacznie ponad *1,7%* — a cząsteczkami silnie rozrzedzonego w temp. $180 \div 240^0$ C oleju (najwyżej parę ^{0}E) występuje znacznie silniejsze przyciąganie, niż pomiędzy węglem — znajdującym się np. w stali tylko w nieznacznej ilości, poniżej *1,7%* (przeważnie poniżej *1%*) — a cząsteczkami oleju. Dlatego żeliwo jest znacznie lepiej „smarne", niż stal, a aluminium jest pod tym względem podobne do stali. To też naciski jednostkowe pomiędzy aluminium a żeliwem, czy stalą, nie powinny przekraczać $3{,}5 \div 4{,}5$ kG/cm² w przypadku współpracy ślizgowej powierzchni smarowanych, przy prędkościach ślizgu $15 \div 12$ m/sek. Przy prędkościach $6 \div 7$ m/sek naciski mogą rosnąć nawet do *30* kG/cm².

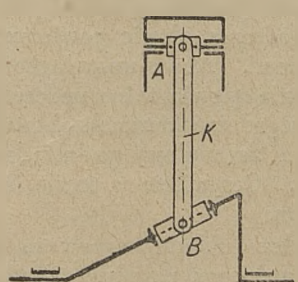
Znamienne jest, że kute stopy o podstawie aluminiowej — ślizgają się lepiej po stali, lane — po żeliwie; różnice współczynnika tarcia są jednak niewielkie. Najkorzystniejsze temperatury takiej współpracy zawarte są w granicach *130* ÷ *170*° C. Dobór materiałów mogących ze sobą trwale współpracować ślizgowo (przy smarowaniu) bez prędkiego ścierania się i bez obawy zatarcia stanowi specyficzne zagadnienie, któremu nie możemy jednak więcej miejsca tutaj poświęcić, gdyż odbieglibyśmy zbytnio od tematu. Wypada jedynie zaznaczyć, że ani obciążenia, ani twardość, ani współczynnik tarcia nie są bezwzględnie miarodajne.

Oczywiście gładkość powierzchni też nie jest bez znaczenia. Powierzchnia porowata lepiej trzyma olej, niż polerowana. Dlatego powierzchnie np. chromowane należy odpowiednio „matować", jeżeli mają służyć jako smarowane powierzchnie ślizgowe.

10. ROZRZĄD SZCZELINOWO-TŁOKOWY.

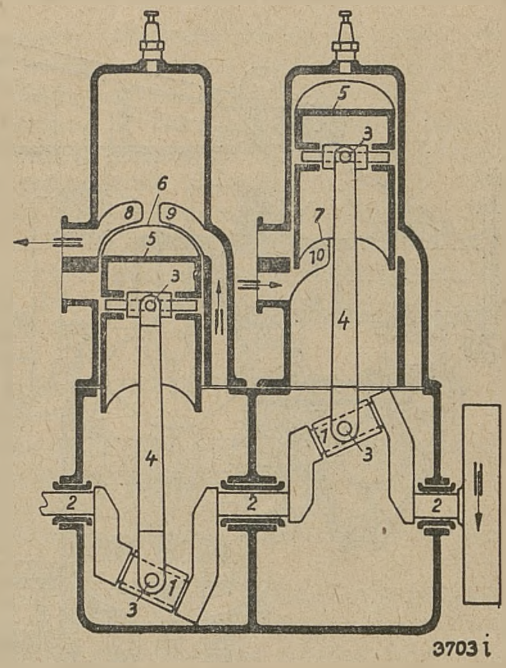
Przez rozrząd szczelinowo-tłokowy należy rozumieć taki rozrząd, w którym kąty otwarcia i zamknięcia wlotu oraz wylotu zależą nie tylko od rozmieszczenia szczelin w tulei cylindrowej, lecz również od dodatkowych ruchów jednego lub dwóch tłoków roboczych. Zaś rozrząd szczelinowy — jak wyżej, lecz bez dodatkowych ruchów tłoka czy tłoków.

Po rozpatrzeniu poprzednich koncepcji rozrządu suwakowego i kurkowego, a mając ponadto w pamięci typowy rozrząd szczelinowy t. zw. symetryczny, spotykany zazwyczaj w dwusuwach — z tym większym zainteresowaniem przyjrzymy się koncepcji *Mertza*, opublikowanej w r. *1942*. (Rys. 8 a i b).



Rys. 8a. — Silnik dwusuwowy pg. koncepcji Mertza, z rozrządem asymetrycznym, umożliwiającym doładowanie. Zasada działania.

Nie trudno uzmysłowić sobie, że wykorbienie z odchylonym czopem korbowodowym obracając się powoduje za pośrednictwem korbowodu śrubowo-zwrotne ruchy tłoka o specjalnie ukształtowanym obrzeżu denka, co umożliwia rozrząd typu jednosuwakowego, lecz bez użycia suwaka. Koncepcja *Mertza* spełnia całkowicie postulat niskiej głowicy, gdyż głowica jest tu niska i gładka jak u zwykłego dwusuwu; głowica ta jest niższa o *100* ÷ *140* mm od głowicy górnozaworowej; koncepcja ta spełnia również warunek dobrego chłodzenia, gdyż nie wprowadza tulei suwakowej ani żadnego innego elementu pogarszającego chłodzenie. Kinematyczny schemat rozwiązania rozrządu dla cyklu



Rys. 8b. — Silnik Mertza — schemat wykonawczy.

dwusuwu, umożliwiającego jednak doładowanie — jest tu niezwykle prosty. Konstrukcyjne urzeczywistnienie tego schematu jest z kolei nader oszczędne, gdyż wykorzystuje do nowych funkcji rozrządczych istniejące już zasadniczo części układu korbowego i tłoka — tylko przez wprowadzenie modyfikacji konstrukcyjnych podyktowanych schematem. Sam rozrząd nie wymaga specjalnego smarowania ani specjalnych materiałów co jest jeszcze jedną jego przewagą nad rozrządem zaworowym.

Nie jest jednak łatwe konstrukcyjne rozwiązanie przegubowego połączenia korbowodu ze sworzniem tłokowym z jednej strony, a z czopem korbowodowym wału wykorbionego z drugiej strony. Zwłaszcza w tłoku jest mało miejsca, a siły są duże.

Rozpatrując możliwości technicznej realizacji koncepcji Mertza należy zwrócić uwagę na następujące punkty:

a. tłok doznaje przyśpieszeń kątowych około osi cylindra; staje się więc koniecznością w tych warunkach zabieranie pierścieni, gdyż w przeciwnym razie nastąpi prędko wyrobienie rowków pierścieniowych w tłoku,

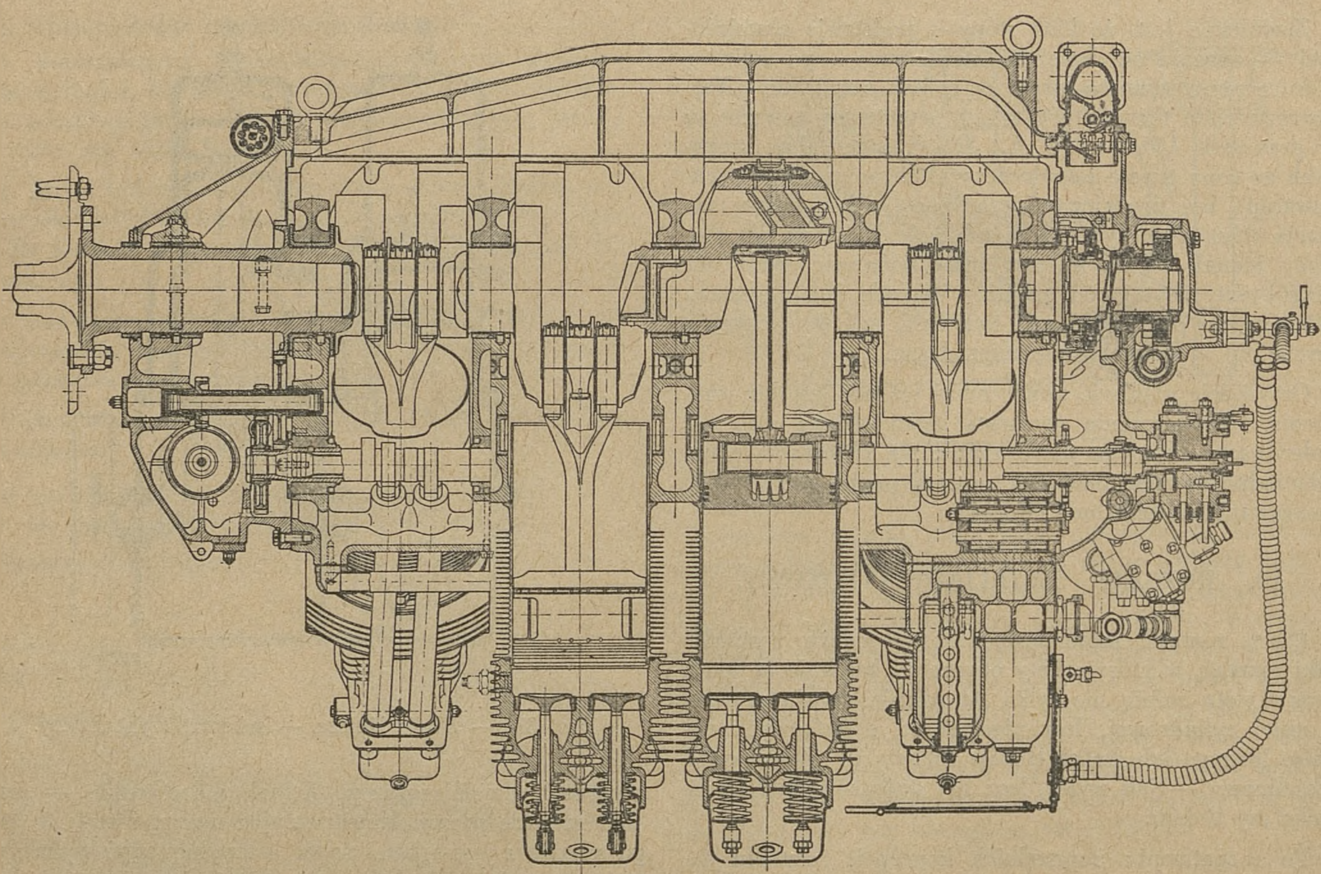
b. skręty tłoka dochodzą do *30*° na stronę,

c. tłok, podobnie jak w prostym dwusuwie, jest silnie obciążony cieplnie; jest to jednak sprawa do opanowania,

d. każde wykorbienie doznaje nowych, dodatkowych obciążeń mechanicznych zmiennym momentem „poprzecznym" od „obrotowych" przyśpieszeń (kątowych), wywieranych na tłok.

e. obrotowo-zwrotne ruchy tłoka są źródłem drgań i pewnych nowych objawów zużycia części układu korbowego i tłoka,

f. wymaga to mocnego zwymiarowania elementów przegubów na obu końcach korbowodu.



Rys. 9. — Silnik 8 cyl. w układzie V odwrócone „Argus As 10c"; z lewej strony dobrze widoczne boczne ścięcia użebrowania głowicy, zmniejszające powierzchnię chłodzącą.

11. NIEKTÓRE ZALEŻNOŚCI POMIĘDZY UKŁADEM CYLINDRÓW, CHŁODZENIEM POWIETRZNYM I MOCĄ.

W silnikach szeregowych ustawiamy cylindry w szeregu jak najbliżej siebie dla uzyskania małych odległości międzyłożyskowych, a co za tym idzie — niezbyt długiego karteru. Karter silnika musi być bowiem bardzo sztywny, a usztywnienie długiego karteru pociąga za sobą znaczne zwiększenie jego ciężaru. Wskutek wzajemnej bliskości tulei cylindrowych brak jest jednak miejsca na nieskrępowane użebrowanie głowic. Dlatego głowice cylindrów silników szeregowych chłodzonych powietrzem muszą mieć pościnane boki użebrowania i przez to mniejszą powierzchnię chłodzącą od użebrowania głowic silników gwiazdowych.

To niedostateczne chłodzenie utrudnia wydobycie z silników szeregowych chłodzonych powietrzem — takiej mocy jak z silników gwiazdowych o zbliżonej wielkości cylindrów i w podobnych warunkach chłodzenia. Można tu sobie radzić częściowo przez poszerzenie żeber głowic w kierunkach równoległych do krawędzi ścięcia tych żeber. Trudności dobrego schładzania powietrzem głowic — silników szeregowych dają się tym przykrzej przez to odczuwać, że równocześnie dobre wstępne wyważenie wałów własnymi wykorbieniami sprzyja wogóle szybkobieżności tych silników; pociąga to jednak za sobą z kolei wywiązywanie większych ilości ciepła w cylindrach.

Z powyższych uwag wynika. że dla silnika szeregowego jest najdogodniejsze chłodzenie cieczą, o ile chodzi o wydobycie z niego maksymalnej mocy jednostkowej.

Natomiast silnik gwiazdowy ma sztywny karter i dobre warunki chłodzenia głowic powietrzem, nawet podczas pracy na ziemi. Aby stworzyć możliwie korzystne warunki chłodzenia głowic także podczas pracy na ziemi, należy tak uzgadniać kierunek obrotu śmigła, ażeby skręcony strumień zaśmigłowy padał właśnie na gorące króćce wylotowe. Oczywiście w czasie lotu szczegół ten traci na znaczeniu.

Wyważenie całego układu korbowego wraz z tłokami następuje w gwiazdowym układzie cylindrów — jedynie poprzez panewkę korbowodu głównego. Panewka owa staje się przez to piętą Achillesową silnika gwiazdowego. Częściowe odciążenie tej panewki to nowe zadanie dla konstruktorów możliwe — zdaniem autora — do urzeczywistnienia. Szybko rosnące z obrotami obciążenie panewki korbowodu głównego jest zasadniczym czynnikiem ograniczającym szybkobieżność silnika gwiazdowego. Dlatego wielkie moce wydobywamy z silników gwiazdowych pomagając sobie raczej wysokim ciśnieniem ładowania nawet do *1,75* atn. — przy niższych naogół obrotach, niż w silnikach szeregowych.

Z powyższych przyczyn, a zwłaszcza z powodu trudności uzyskania dostatecznej ogólnej sztywności karteru, sztywności przeciwskrętnej wału wykorbionego i wałków rozrządczych — przy zachowaniu pożądanej lekkości silników szeregowych, począwszy od *4* cylindrów w szeregu — konstrukcja lotniczych silników szeregowych jest trudniejsza od — gwiazdowych.

12. ZAGADNIENIE CHŁODZENIA TŁOKÓW.

Gdy już poruszyliśmy sprawę chłodzenia głowic, wypada z kolei zwrócić uwagę na zagadnienie chłodzenia tłoków w wielocylindrowym silniku czterosuwowym.

Dotychczas tylko dwusuw przedmuchiwany mieszanką z karteru — ma tłoki wyraźnie chłodzone od strony karteru; jest to jednak zazwyczaj silnik jednocylindrowy, czasem dwu- a rzadko czterocylindrowy. W lotnictwie mamy natomiast przeważnie silniki czterosuwowe wielocylindrowe, w których tłoki nie są regularnie i wydatnie chłodzone.

Obecnie w czterosuwie temperatura denka tłoka z lekkiego stopu wynosi na środku ok. *300*° C, a na obrzeżu ok. *250*° C. Temperatury te są za wysokie o ok. *50*° C, gdyż przy *230* ÷ *260*° C zaczynają zapalać się lżejsze frakcje nawet dobrych olejów; tylko najlepsze oleje lotnicze mają temperaturę zapłonu *260* ÷ *280*° C. Zbyt wysoka temperatura sprzyja szybszemu spiekaniu się resztek poolejowych na denku i w rowkach pierścieniowych; wysoka temperatura denka tłoka pogarsza napełnienie cylindra świeżą mieszanką, a spieczone resztki poolejowe w rowkach pierścieniowych powodują zaklejanie się pierścieni. Temperatury *200* ÷ *250*° C różnych obszarów denka tłoka zupełnie wystarczą do odparowania ewent. osadzających się, nawet najcięższych frakcji benzyny lotniczej (nie zawierającej frakcji o temperaturze wrzenia powyżej *180*° C) — a prawie nie będą powodowały spiekania resztek poolejowych; ta nieznaczna obniżka temperatur denka tłoka umożliwi prawdopodobnie wyraźne zmniejszenie zużycia oleju, którego dzisiejsze silniki zużywają zbyt dużo.*) Dla utrzymania temperatury denka tłoka nie wyższej niż *250*° C — przy rosnącym przypływie ciepła wskutek podwyższania z roku na rok obrotów i ciśnienia ładowania — jest jednak konieczne specjalne chłodzenie tłoków. Poprawa chłodzenia tłoków umożliwi także wydobycie jeszcze większych mocy jednostkowych i to jest ważny wzgląd, przemawiający za chłodzeniem tłoków.

Nasuwa się pytanie, dlaczego chłodzenie tłoków uległo takiemu zaniedbaniu? Zapewnie dlatego, że nie było ono dotychczas nieodzowne u czterosuwów, dominujących w lotnictwie; ponadto tłoki są trudno dostępne wskutek swej ruchliwości. Muszą też być bardzo lekkie i raczej nie powinny być chłodzone cieczą (olejem), jako zbyt ciężką i wymagającą dość ciężkiej instalacji.

Nasuwa się więc koncepcja chłodzenia tłoków powietrzem. Urzeczywistnienie koncepcji wzmożonego chłodzenia tłoków powietrzem wymaga jednak szczególnej ostrożności, mamy bowiem w karterze atmosferę mgły (a nie pary!) olejowej, niezmiernie cennej, jako wnikliwy czynnik smarujący wszystko, zwłaszcza gładzie cylindrów i tłoki wraz ze sworzniami.

Dlatego należałoby powietrze chłodzące doprowadzać lekkimi przewodami ∅ *10* ÷ *20* mm tuż pod denka tłoków w ich zwrocie wewnętrznym. Przewody te musiałyby stanowić odnogi magistrali o większym przekroju, zaopatrzonej już w zewnętrzny chwyt powietrza. Wylot powietrza chłodzącego z karteru powinien znajdować się jak najwyżej i musi być zaopatrzony w odoliwiacze i specjalny filtr, aby zredukować straty mgły olejowej do minimum. Ponieważ jednak ten system chłodzenia tłoków pociągnie za sobą wydatny przepływ powietrza przez karter, oznacza to również znaczne rozrzedzenie mgły olejowej w karterze i obniżenie temperatury tej mgły, a zatem pogorszenie smarowania cylindrów i t. d.

Dla przywrócenia zadowalającego stanu smarowania stanie się tedy koniecznym doprowadzenie oleju rurkami wprost do miejsc wymagających smarowania.

Schładzanie mgły olejowej w karterze powietrzem chłodzącym tłoki pociągnie za sobą wyraźne zmniejszenie chłodnic oleju.

*) Przeciętnie 12 ÷ 16 g/KM godz.

13. WTRYSK PALIWA (BENZYNY).

Wtrysk benzyny ma liczne zalety w porównaniu z przygotowaniem mieszanki w gaźniku.

Rozpatrzymy pokrótce:

A. Wtrysk bezpośredni — do cylindra czterosuwu podczas wlotu.

B. Wtrysk pośredni — do króćca wlotowego lub t. p. przed organem bezpośrednio sterującym wlot do cylindra.

C. Wtrysk bezpośredni do cylindra dwusuwu podczas przedmuchu.

D. Wtrysk bezpośredni — do cylindra po zamknięciu wlotu.

Bezpośredni wtrysk paliwa (benzyny) do cylindra czterosuwu podczas wlotu.

Wtrysk należy zaczynać po zamknięciu wylotu, aby uniknąć strat paliwa, a więc przy *60* ÷ *90*° *k. w.**) za *z. z.***), podczas suwu wlotowego. Wtrysk powinien trwać *40* ÷ *80*° *k. w.*, gdy jest najżywszy przepływ powietrza. Oś stożka utworzonego chwilowo przez wtryskiwane paliwo powinna być prostopadła do kierunku przepływającego powietrza.

Ten sposób wtrysku wykazuje następujące zalety:

a. łatwy jest rozruch silnika, gdyż od pierwszego wtrysku, cała ilość paliwa nasyca swymi parami tylko powietrze w cylindrze; w przewodzie wlotowym nie pozostaje zasadniczo nic mieszanki po zamknięciu wlotu,

b. wytwarzanie mieszanki odbywa się zupełnie niezależnie od położenia silnika, gdyż nie ma komory pływakowej, wrażliwej na odchylenia od uprzywilejowanego położenia. Zapewnia to niezawodną pracę silnika podczas akrobacji,

c. niemożliwe jest oziębienie, oszronienie, ani oblodzenie przewodów wlotowych, które sprzyja wytrącaniu się z mieszanki średnich i cięższych frakcji benzyny, czyli sprzyja zubożaniu mieszanki i ewent. stratom — zwrotnie wyrzucanego paliwa,

d. niemożliwy jest pożar gaźnika.

e. zbędny jest oddzielny poprawnik wysokościowy. gdyż istnieje łatwość doraźnej regulacji dawki wtryskiwanego paliwa. Utrzymanie stałego składu mieszanki mimo zmian wysokości lotu może się odbywać automatycznie, przy zastosowaniu — tak popularnych w lotnictwie — mieszków (membran) aneroidowych,

f. istnieje możliwość skutecznego obniżenia temperatury najgorętszego elementu w przestrzeni sprężania, np.

*) *K. W.* — kąt obrotu wału wykorbionego.

**) *Z. Z.* — zwrot zewnętrzny tłoka; dawniejszy „górny martwy punkt".

zaworu wylotowgo — przez wtryskiwanie nań paliwa, jak na płytkę odparowującą,

g. lepsze o ok. *6%* napełnienie cylindra świeżą mieszanką, gdyż cały cieplik parowania idzie na ochłodzenie dawki; ponadto są mniejsze opory przepływu powietrza, bo nie ma gaźnika; wynikiem tego jest większe średnie ciśnienie indykowane.

Wielkość ciśnienia wtryskowego nie odgrywa w tym przypadku poważniejszej roli. Próby przeprowadzone pomiędzy *21* atn. a *210* atn. nie wykazały istotnych różnic w skutkach. Wobec tego jednak, że maksymalne ciśnienie od spalania w cylindrze może dochodzić nawet do *50* atn., ciśnienie paliwa niezbędne do uniesienia iglicy wtryskiwacza powinno wynosić nie mniej niż ok. *55 ÷ 60* atn. Stożek utworzony przez wtryskiwane paliwo powinien mieć duży kąt wierzchołkowy, aby paliwo zostało od razu rozerwane na mgłę o małej sile przebijającej otaczające powietrze, znajdujące się w żywym ruchu, co zapobiega osiadaniu kropel paliwa na ściankach cylindra i sprzyja prędkiemu zmieszaniu się z powietrzem całej dawki paliwa, bez reszty.

Wyraźną wadą występującą przy wtrysku jest nierówny bieg silnika, na małych obrotach, gdyż przy powolnym wtrysku nie ma należytego rozpylania paliwa. Nieco dłuższy czas parowania przy małych obrotach wału silnika nie jest w stanie zastąpić braku lepszego rozpylenia.

Tłoczkom pompy wtryskowej tłoczącym benzynę grozi zatarcie w ich cylinderkach, gdyż benzyna nie tylko nie smaruje, lecz nawet spłukuje i rozpuszcza tłuszcze.

Dlatego obiegowy olej silnikowy doprowadza się także do tłoczka przez otworki w tulejce cylinderka na jego gładź, tak jednak, żeby otworki (bądź kanalik obwodowy) były w odległości kilku mm od krawędzi denka tłoczka, gdy on jest w swym zwrocie wewnętrznym. Zapewnia to dostateczne smarowanie tłoczka, zapobiegając jednak wypłukiwaniu poważniejszych ilości oleju przez benzynę; zaś ślady oleju wracają w paliwie do silnika na jego „górne smarowanie", przydatne zwłaszcza podczas rozruchu.

Pośredni wtrysk paliwa (benzyny) — do króćca wlotowego lub t. p., przed organem bezpośrednio sterującym wlot do cylindra.

Przy tym sposobie wystarcza niższe ciśnienie wtrysku niż poprzednio, gdyż iglica wtryskiwacza nie podlega działaniu ciśnień (ani temperatur) spalania w cylindrze. Dzięki temu jest lżejsza i tańsza cała instalacja wtryskowa. Poza tym warunki podobne, jak przy wtrysku bezpośrednim w czasie wlotu. Praktyczną zaletą tego systemu jest to, że nie potrzeba dla niego przerabiać konstrukcji głowicy.

Bezpośredni wtrysk paliwa (benzyny) do cylindra dwusuwu podczas przedmuchu.

Rozpatrzymy zasadniczo warunki istniejące przy rozrządzie asymetrycznym, umożliwiającym doładowanie.

Wtrysk należy zaczynać później niż w czterosuwie, dopiero na *15 — 10⁰ k. w.* przed *z. w.**), aby zmniejszyć straty paliwa podczas trwającego jeszcze wylotu. Wtrysk nie powinien trwać dłużej niż *50 ÷ 55⁰ k. w.*, aby pozostało dość czasu na utworzenie mieszanki w cylindrze przed zapłonem, który następuje wszak u szybkobiegów nawet na *40 ÷ 45⁰ k. w.* przed *z. z.*

Zagadnienie bezpośredniego wtrysku paliwa jest w dwusuwie trudniejsze niż w czterosuwie, gdyż musi się odbywać w dużej mierze w trakcie wylotu, co grozi nawet poważnymi stratami paliwa.

Bezpośredni wtrysk paliwa (benzyny) do cylindra po zamknięciu wlotu.

Zasadniczą wadą tego sposobu wtrysku jest gorsze napełnienie cylindra, gdyż do cylindra wlatuje suche powietrze, nie oziębione jeszcze parowaniem paliwa; w rezultacie mamy mniejsze średnie ciśnienie indykowane. Taki sposób wtrysku może być jednak celowy przy długotrwałych, ekonomicznych przelotach na zmniejszonej mocy silnika.

Celem tego sposobu wtrysku jest bezwarunkowe uniknięcie nawet najmniejszych strat paliwa wskutek oscylacji powietrza wlotowego w przewodzie wlotowym. Początek wtrysku ma miejsce z chwilą zamknięcia wlotu powietrza do cylindra, przeważnie ok. *50 ÷ 60⁰ k. w.* za *z. w.*, a sam wtrysk trwa ok. *50⁰ k. w.* Taki wtrysk można stosować zarówno w dwu- jak w czterosuwie. Poważną niedogodność stanowi późne zaczęcie wtrysku, gdy powietrze już nie jest w tak żywym ruchu, jak podczas wlotu i przez to trudno jest uzyskać dobre wymieszanie paliwa z powietrzem w krótkim czasie, jaki pozostaje do zapłonu. Silnik wykazuje tendencję do nierównej pracy, przerywając co kilkadziesiąt obrotów.

Bardzo ważne jest tu poprawne zasilanie pompy wtryskowej paliwem, dobór średnicy wylotowej dyszy, umieszczenie wtryskiwacza w korzystnym miejscu, celowe ustawienie go i t. p. Prawdopodobnie jest nawet wskazane ograniczenie temperatury końca destylacji paliwa przeznaczonego do takiego wtrysku — znacznie poniżej *180⁰* C, choć nie brak także poglądów wręcz przeciwnych. Zagadnienie nie jest bodajże dostatecznie zbadane.

14. WTRYSK WODY.

Dla przejściowego zwiększenia mocy silnika można wtryskiwać dodatkowo wodę*), niezależnie od tego czy jest gaźnik, czy wtrysk paliwa.

Wodę można wtryskiwać bezpośrednio do cylindra, lub pośrednio. Ze względu na małą lotność wody wtrysk pośredni jest celowy tylko przy doładowaniu przez sprężarkę, kiedy woda ma korzystniejsze warunki dla parowania. Wodę najlepiej wówczas wtryskiwać do spirali sprężarki tuż za wirnikiem, w podgrzaną do *70 ÷ 100⁰* C i znajdującą się w najżywszym ruchu mieszankę (ew. powietrze). Ilość wody wtryskiwanej waha się od ok. 10% do ok 25% dawki paliwa. Gdy wtryskuje się wodę zmieszaną (w proporcji 1:1) z metanolem, to porcje tej cieczy powinny być podwójne w porównaniu z poprzednimi i powinny stanowić od 20% do 50% dawki paliwa, zależnie od pożądanego chwilowego zwiększenia mocy przez zwiększone ciśnienie ładowania. Woda stanowi wówczas cenny czynnik chłodzący dla doprowadzanej do cylindrów mieszanki (ew. powietrza) i może przez to znakomicie przyczynić się do poprawy napeł-

*) Z. W. — zwrot wewnętrzny tłoka; dawny „dolny martwy punkt".

*) Chemiczne uzasadnienie celowości wtrysku wody — vide artykuł tegoż autora, T. L. grudzień 1949.

nienia. Dlatego przy wtrysku pośrednim wystarcza tylko ok. *30%* tej ilości wody, jaką trzebaby wtryskiwać bezpośrednio do cylindra dla osiągnięcia takiego samego przyrostu mocy.

Całokształt skutków wtrysku wody przedstawia się pokrótce następująco:

a. poprawa napełnienia cylindra,

b. działanie katalityczne na przebieg spalania,

c. obniżenie p_{max} — w warunkach stałego ciśnienia ładowania,

d. obniżenie skłonności do detonacji,

e. dzięki w. w. punktom istnieje możliwość zwiększenia ciśnienia ładowania do *1,8* atn. i wyżej tak, że daje się uzyskać wzrost mocy maksymalnej ponad *60%*,*) przy ustalonych obrotach (w porównaniu z mocą maks. bez wtrysku wody).

Wspomniane w pkcie e) znaczne zwiększenie ciśnienia ładowania pociąga za sobą oczywiście pewien wzrost p_{max}, jednak tylko rzędu *20%*, t. j. do ok. *60* atn.

Przy wtrysku pośrednim dociera do cylindrów tylko ok. *70%* wtryśniętej wody; reszta wytrąca się na ściankach przewodów i musi być odprowadzana na zewnątrz. Stałego wtrysku wody nie stosuje się w silnikach lotniczych.

15. WTRYSK CZYNNIKA ZAPŁONOWEGO.

Dla przejściowego zwiększenia mocy silnika jest również interesująca koncepcja wtrysku czynnika ciekłego lub gazowego, któryby wywoływał zapłon mieszanki — zamiast iskry na elektrodach świecy. Pracująca świeca ma bowiem stałą temp. $500 \div 600^0$ C od strony przestrzeni spalania i — grożąc przez to wywoływaniem przedwczesnych zapłonów — ogranicza konstruktora w doborze wielkości końcowego ciśnienia sprężania mieszanki, czyli ogranicza też maksymalne ciśnienie ładowania. Wyłączenie zapłonu elektrycznego pociągnie za sobą natychmiastowe ostygnięcie świecy do temperatury otaczających ścianek głowicy. Końcówka wtryskiwacza czynnika zapłonowego może być chłodzona, gdyż nie powinna być gorąca. Umożliwi to znaczne zwiększenie ciśnienia ładowania, a więc zwiększenie mocy maksymalnej silnika; usunie też kłopoty z zapłonem elektr. wysokiego napięcia — na dużych wysokościach lotu.

Ponowne przejście na zapłon elektryczny w czasie lotu nie powinno przedstawiać specjalnych trudności, poza ewent. koniecznością „przepalenia" świec przy równoczesnej pracy obu systemów zapłonu. Naogół rozważa się jednak możliwość wtrysku czynnika zapłonowego — zamiast systemu zapłonu elektrycznego, a nie obok tego systemu, ze wzgl. na ciężar i koszt.

Połączenie wtrysku wody z wtryskiem czynnika zapłonowego umożliwiłoby prawdopodobnie w silnikach o zapłonie iskrowym zwiększenie ciśnienia ładowania — aż do uzyskania chwilowego *100%* wzrostu mocy maks., w porównaniu z mocą maks. bez tych wtrysków.

Ponieważ moc podróżna silnika mieści się zazwyczaj w granicach $0,65 \div 0,75$ jego mocy maksymalnej bez wtrysku wody i czynnika zapłonowego, więc silnik pracowałby podczas przelotu zaledwie na ok. *35%* mocy maksymalnej uzyskiwanej przy wtrysku wody i czynnika zapłonowego. Byłby więc podczas przelotu za mało obciążony, czyli „za ciężki", gdyż wytrzymałościowo musiałby być dostosowany do swej mocy maksymalnej. Jest więc konieczne ogólne zwiększenie mocy przez podwyższenie ciśnienia ładowania i obrotów, przy zastosowaniu koncepcji *Mertza* plus chłodzenie tłoków.

Równolegle ze zwiększeniem mocy wydobywanej z silnika musi iść jednak między innymi ogólne polepszanie jego chłodzenia. Niedostateczne chłodzenie bywa czynnikiem ograniczającym wielkość — zasadniczo możliwej do wydobycia z danego typu silnika mocy.

16. INNE MOŻLIWOŚCI ULEPSZEŃ.

Inne możliwości ulepszeń tłokowych silników lotniczych, jak np. nowe typy tłokowych pierścieni uszczelniających, układy cylindrów o osiach równoległych do osi wału — itp. zostały dla zwięzłości pominięte, jednak zasługują również na pilną uwagę. Autor odsyła Czytelnika w tej sprawie do literatury technicznej.

Pokrewną, chociaż odrębną dziedzinę stanowią nowe rodzaje paliw silnikowych i olejów. Są tu niewątpliwie możliwe jeszcze liczne udoskonalenia.

LITERATURA

[1] — „A High-Power Two-Cycle Sleeve-Valve Engine for Aircraft" — By *G. F. Hiett* and *J. V. B. Robson* Aircraft Engineering, *1950*, Nr. *251* i *252*.

[2] — „Dwuchtaktnyje bystrochodnyje dwigatieli" — *A. C. Orlin*, Maszgiz, *1947*.

[3] — „A New Idea. What are the Prospects of a Good British Executive Aircraft?" — By *Roy Fedden*, Flight, *1947*, Nr. *2018*.

[4] — „Napier Sabre II" — By *F. C. Sheffield*, Flight *1944*, Nr. *1839*.

[5] — „Neue Anlagen für Leichtkraftstoff — Einspritzung" — ATZ, *1943*, Nr. *23/24*.

[6] — „Probleme des Zweitaktmotors" — Dr. Ing. *Rudolf Mertz*, ATZ, *1942*, zeszyt *6*.

[7] — „Il Motorista d'Aviazione" — *Ulrico Hoepli*, Milano, *1940* — XVIII.

[8] — „Verbrennungsmotoren" — Dr. Ing. *F. Schmidt*, Springer, *1939*.

[9] — „Entwicklung einer Stosstangen — Kipphebel — Ventilsteurung zu hohen Drehzahlen" — Argus Motoren Geselschaft — Bericht *1939*.

[10] — „The Aspin Engine" — By *Louis Mantell*, The Automobile Engineer, January *1938*.

[11] — „Drehschiebergesteuerte Verbrennungskraftmaschinen" — Dipl. *Ing. Riedel* — ATZ, *1938*, zeszyt *13*.

[12] — „Unterschungen über Wassereinspritzung in die Ladeluft" — Argus Motoren Gesellschaft — Bericht, *1937* i *1938*.

[13] — „Untersuchungen über Oeffnungsquerschnitte von Schiebersteuerungen" — Forschungsbericht F B *688*, *1936*, DVL.

[14] — „Le moteur a explosions" — *R. Devillers* i *P. Mercès*, Paris — Dunod, *1935*.

[15] — Raport CIOS Nr. *19* a. *30*, July *1945*.

*) Maks. krótkotrwała moc jednostkowa czterosuwów zaworowych (z doładowaniem i wtryskiem wody, w warunkach laboratoryjnie rozbudowanego układu chłodzenia, jest rzędu 300 KM/l; jednak bez doładowania moc ta nie dochodzi nawet do połowy w. w. wielkości.

Kpt. inż. A. Zwieriew

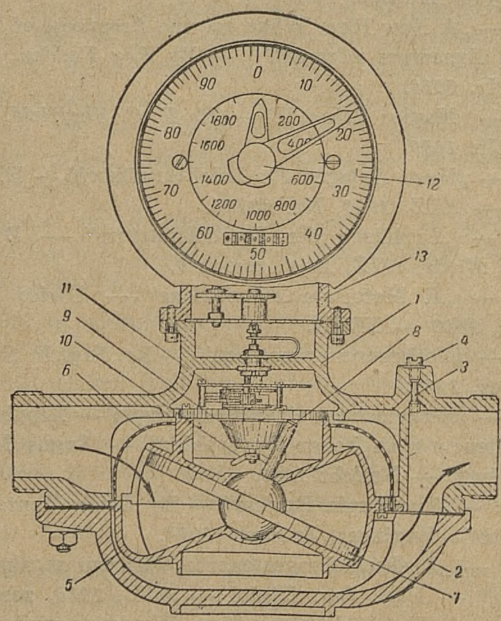
Przepływomierze talerzykowe

W czasopiśmie „Wiestnik Wozdusznogo Fłota" znaleźliśmy ciekawy artykuł inżyniera kapitana A. ZWIERIEWA pt. „Budowa i eksploatacja przepływomierzy talerzykowych", który podaje opis urządzenia pomiarowego stosowanego przy szybkim napełnianiu zbiorników dużych samolotów. Ze względu na aktualność poruszonego tematu podajemy poniżej skrót tego artykułu.

Talerzykowe przepływomierze benzynowe *DB-40* i *DB-70* w porównaniu ze stosowanymi dawniej, posiadają szereg zalet. Przyrządy te, proste w konstrukcji, niezawodne w działaniu, szybko i łatwo dają się montować na stoiskach i są całkowicie szczelne. Konstrukcja przyrządów zapewnia dokładność pracy przy dodatnich i ujemnych temperaturach otoczenia. Materiały stosowane do wyrobu części przyrządu są odporne na korozję.

Na skali przepływomierza mającej kształt tarczy można odczytywać chwilowe i sumaryczne wskazania. Drgania i wstrząsy, nieuniknione przy użytkowaniu przyrządów, na poruszających się po lotnisku samochodach-cysternach, nie wpływają na pracę i dokładność wskazań przepływomierzy.

Przepływomierze talerzykowe składają się z dwóch zasadniczych części: hydraulicznej, przy pomocy której odbywa się pomiar cieczy, i mechanicznej, w postaci licznika rejestrującego chwilową i sumaryczną ilość cieczy, przepływającej przez przyrząd.



Rys. 1.

Odlany ze stopu aluminiowego korpus przyrządu (rys. *1*) składa się z połączonych śrubami dwóch części *(1 i 2)*. W górnej części korpusu znajdują się króćce — wejściowy i wyjściowy, do których przymocowuje się przewody. Na korpusie znajduje się strzałka, wskazująca kierunek ruchu cieczy w przyrządzie.

Przepływomierze przy cechowaniu reguluje się specjalną iglicą *(3)*, przysłaniającą kanał wyjściowy. Przesunięcia iglicy dokonuje się śrubą. W otworze śruby znajduje się zabezpieczenie *(4)*. Przyrządy mocuje się na stoisku czterema wkrętami w dolnej części korpusu, gdzie znajdują się wykonane w tym celu cztery nagwintowane otwory. Wewnątrz korpusu mieści się komora pomiarowa *5* dzieląca go na dwie części. Dla zapobieżenia przedostawaniu się części stałych w górnej części komory jest zamocowana siatka *6*. Wewnętrzna część powierzchni bocznej komory pomiarowej ma kształt pasa kulistego. Wewnętrzne części górnej i dolnej powierzchni są wykonane w kształcie dwóch stożków ściętych, zwróconych ku sobie wierzchołkami. Wierzchołki stożków są uformowane w kształcie czasz kulistych, które służą jako łożysko dla znajdującego się wewnątrz komory talerzyka *7*. Oś talerzyka przechodzi przez otwór w górnej części stożka.

Benzyna przechodzi przez otwory w ściankach komory pomiarowej. Otwór wejściowy znajduje się w górnej połowie komory naprzeciw wejściowego króćca, wyjściowy — w dolnej. W wyżłobieniach komory jest ustawiona pionowa przegroda kierująca ruch talerzyka i oddzielająca otwór wejściowy komory od wyjściowego.

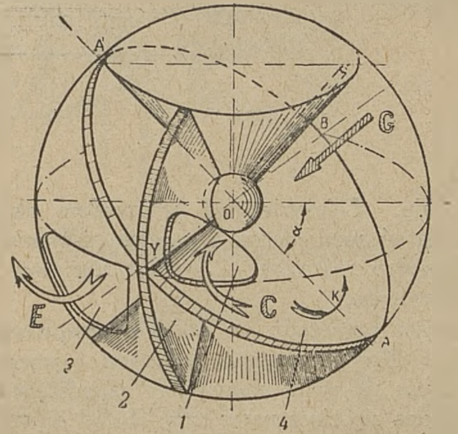
Wewnątrz komory znajduje się talerzyk *7* z promieniową szczeliną dla przegrody komory. Talerzyk posiada kulistą podporę wchodzącą w łożysko komory i składającą się z dwóch części. W podporze znajduje się oś *8*, prostopadła do płaszczyzny talerzyka i styczna do kierującego stożka *9* mechanizmu przekazującego. W górnej części komory umieszczony jest łeb z osią i zabierakiem *10*. Łeb służy do zamiany stożkowego ruchu osi talerzyka na ruch obrotowy napędu przekładni. Przekazanie ruchu talerzyka na mechanizm licznika dokonuje się przy pomocy osi talerzyka poprzez zabierak osi pionowej. Aby zabezpieczyć mechanizm licznika przed zniszczeniem przy pompowaniu paliwa w kierunku przeciwnym, na osi napędu znajduje się tuleja umożliwiająca jałowy ruch talerzyka. Wsteczny ruch cieczy w przyrządzie jest nieunikniony przy wypompowywaniu paliwa i oleju z przewodów i filtrów na urządzeniach zasilających.

Głowica *13* mechanizmu licznika jest odlana ze stopu aluminiowego. Głowicę mocuje się z korpusem przepływomierza przy pomocy kołnierza. Głowica przepływomierza *DB-40* w stosunku do króćców może być ustawiona w czterech położeniach (co *90°*), zaś w *DB-70* — w ośmiu położeniach (co *45°*).

Przekładnia redukcyjna *11* przekazuje obroty od łba w komorze pomiarowej pionowemu wałkowi i służy do zmniejszenia obrotów wałka. Pionowy wałek przechodzi przez dławik zapobiegający przenikaniu cieczy z części hydraulicznej do mechanizmu licznika. Celem odprowadzenia benzyny, która (w niewielkich ilościach) przedostaje się przez dławik, w górnej części korpusu przewiercone są otwory, które w ciągu użytkowania przyrządu należy czyścić.

Napęd mechanizmu licznika, znajdującego się w górnej części głowicy, dokonuje się przy pomocy pionowego wałka, na którego górnym końcu są umieszczone dwa kółka z zazębieniem śrubowym, przekazujące ruch na poziomą oś wskazówek i sumujący mechanizm licznika typu rolkowego, który daje sumaryczne wskazania przepływającego paliwa.

Wskazówki tarczy — wielka i mała — pozwalają dokonać chwilowego pomiaru. Po odczycie można cofnąć wskazówki do położenia zerowego przy pomocy obsady *12* osi wskazówek.



Rys. 2.

Zasada działania przepływomierzy talerzykowych jest pokazana na rys. *2*. Mierzona ciecz wchodzi przez króćce pod ciśnieniem do otworu *1* górnej części komory pomiarowej po jednej stronie przepony *2*, jak wskazuje strzałka *C* i wychodzi po drugiej stronie przegrody do otworu *3* w dolnej części komory w kierunku strzałki *E*. Przepływająca przez komorę pomiarową ciecz wprawia w ruch talerzyk *4*.

Przy ruchu talerzyka jego podstawy górna i dolna opisują powierzchnię stożkową z wierzchołkiem w środku talerzyka, zaś poboczna — pas kulisty. Powierzchnia stożkowa i pas kulisty zawierają teoretyczną pojemność komory.

Komora i talerzyk w ruchu stożkowym mają wspólną styczną *A'OA*, która dzieli się w środku talerzyka na dwie części. Płaszczyzna talerzyka tworzy z poziomem stały kąt α. Linia *OY* oznacza położenie promieniowej przegrody. Ciecz wchodząca w kierunku strzałki *C* naciska z góry na wycinek *OYABA'O* i z dołu na wycinek *OYAO*. Ciecz wychodząca ciśnie z góry na wycinek *OYA'O* i z dołu na wycinek *OYA'BAO;* ponieważ w tym wypadku ciśnienie styczne na wycinki *OYAO* i *OYA'O* z góry i z dołu są jednakowe, obydwa wycinki znajdują się w równowadze. Połówka talerzyka *OABA'O* znajduje się pod działaniem siły, powstałej wskutek różnicy ciśnień wchodzącej i wychodzącej cieczy. Wypadkowa sił ciśnienia jest umiejscowiona w środku ciężkości połówki talerzyka *OABA'O* w kierunku strzałki *G*, prostopadłej do płaszczyzny talerzyka. Pod wpływem momentu powstałego wskutek owej wypadkowej, połówka talerzyka *OABA'O* stara się przechylić wdół i toczyć według stycznej *OA* dolnej powierzchni komory w określonym strzałką *K* kierunku. Gdy przy ruchu stożkowym talerzyka promień *OA* okaże się styczny nie do dolnej, lecz do górnej powierzchni komory, ciecz rozdzieli się w ten sposób, że wypadkowa sił będzie działa również w środku ciężkości połówki talerzyka, lecz w kierunku z dołu do góry. Talerzyk przy tym będzie wykonywał nadal opisany wyżej ruch stożkowy.

W okresie każdego pełnego „obrotu" talerzyka przez przepływomierz przepływa ilość cieczy równa pojemności komory. Wskutek ciągłości strumienia cieczy ruch stożkowy talerzyka odbywa się nieustannie.

Należy zaznaczyć, że przy zmniejszeniu wydatku cieczy poniżej minimalnej przepustowości przepływomierza, warstwa paliwa pomiędzy talerzykiem a komorą znika i ciecz zaczyna sączyć się z jednej części komory do drugiej, co odbija się ujemnie na wskazaniach licznika. Dlatego też talerzykowy przepływomierz benzynowy musi pracować w określonych warunkach pracy.

Na ruchomych i stacyjnych urządzeniach do napełniania zbiorników samolotowych przyrząd montuje się sztywno, bez luzów na poziomych wspornikach. W układzie rurociągów przepływomierz wbudowuje się za filtrem dokładnego czyszczenia, aby uchronić go od wnikania zanieczyszczeń mechanicznych. Przekroje przewodów doprowadzających muszą odpowiadać średnicy i wymiarom króćców przepływomierza, a kierunek przepływu cieczy przez przyrząd — kierunkowi wskazanemu strzałką na korpusie przyrządu.

Przepływomierz *DB-40* pracuje w ściśle określonych granicach wydatku — od *50* do *300* l/min, *DB-70* — od *100* do *500* l/min, przy czym dokładność wskazań jest zawarta w granicach ± *1%*. Powiększenie wydatku ponad górną granicę powoduje przedwczesne zużycie części przyrządów, a tym samym skraca czas ich pracy.

Przed rozpoczęciem pracy wskazówki licznika ustawia się w położeniu zerowym, po czym stopniowo włącza się dopływ paliwa i sprawdza się szczelność przyrządu na minimalnych i maksymalnych zakresach. W czasie pracy należy zwrócić szczególną uwagę na szczelność dławika wałka pośredniego od przekładni do mechanizmu licznika. Jeżeli dławik jest wadliwy, w otworze kontrolnym pojawia się ciecz.

Dla sprawdzenia przyrządu bierze się zbiornik o pojemności *200* do *300* l. i waży się go. Potem wlewa się do zbiornika ciecz do określonego poziomu i waży się zbiornik wraz z cieczą. Ciężar właściwy cieczy określa się areometrem z dokładnością trzech znaków przy określonej temperaturze. Objętość cieczy określa się według wzoru:

$$V = \frac{G}{\gamma}$$

gdzie V — objętość cieczy w litrach:
G — ciężar cieczy w kilogramach;
γ — ciężar właściwy cieczy.

Następnie przeprowadza się trzykrotne przepompowanie cieczy przez przyrząd (dla *DB-40* w zakresach *50, 150 i 250* l/min, dla *DB-70* — w zakresach *100, 300* i *500* l/min). Sprawdzać przyrządy można także przy zamontowaniu ich na samochodach-cysternach.

Na podstawie wskazań przyrządu i ilości przepompowanej do zbiornika cieczy określa się błąd wskazań przy danym wydatku.

$$\eta_{123} = 100 \frac{V_p - V_b}{V_b}$$

gdzie η_{123} — błąd przyrządu w procentach;

V_p — objętość cieczy odczytana z przyrządu w litrach;

V_b — rzeczywista objętość cieczy w litrach zmierzona w zbiorniku.

Po trzykrotnym przepompowaniu cieczy przez przyrząd na jednym zakresie ustala się średni błąd przyrządu:

$$\eta = \frac{\eta_1 + \eta_2 + \eta_3}{3}$$

Wydatek określa się według ilości przepompowanego przy pomiarze paliwa i czasu pompowania:

$$Q = \frac{V_b}{60\,\tau}$$

gdzie Q — wydatek w litrach na minutę;

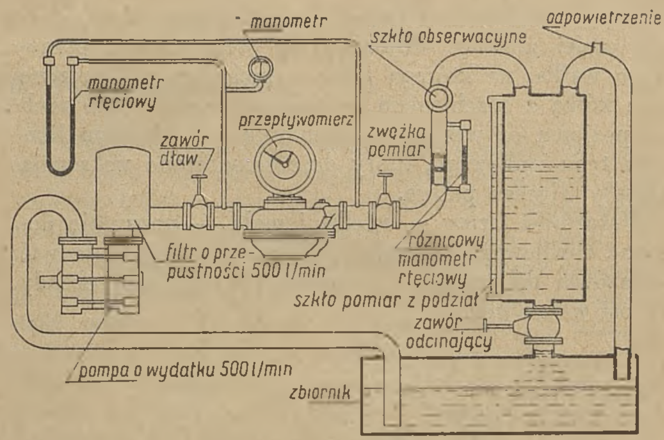
V_b — rzeczywista objętość cieczy w litrach;

τ — czas w sekundach według stopera.

Błąd przyrządu przy sprawdzaniu na wskazanych zakresach pompowania nie powinien przewyższać $\pm$ *1%*. Jeżeli błąd przekracza tę wartość, to przyrząd należy wyregulować zmieniając położenie iglicy.

Przyrządy sprawdza się w laboratoriach na specjalnym stoisku badawczym (rys. *3*). Wyposażenie stoiska zapewnia w czasie sprawdzania *DB-40* doprowadzenie benzyny w ilości *300* l/min, a dla *DB-70* — *500* l/min, przy ciśnieniu do *3,5* kG/cm², filtrowanie paliwa przed przyrządem, a także ciągłość pompowania. Benzynę przepompowuje się przez przepływomierz przy pomocy pompy do pomiarowego zbiornika o pojemności *750* do *1000* litrów. Doprowadzenie cieczy reguluje się zaworem dławiącym. Z pomiarowego zbiornika ciecz odlewa się przez przewód z zaworem odcinającym. W wypadku przepełnienia zbiornika ciecz odprowadza się osobnym przewodem. Określenie rzeczywiście przepompowanej przez przyrząd cieczy przeprowadza się według dokładnie wycechowanej skali zbiornika pomiarowego (kreska skali równa się *1 l.*).

Ilość cieczy przepływającej przez przepływomierz w jednostce czasu ustala się według rtęciowego manometru różnicowego — wskaźnika wydatku, który wskazuje w l/min. Ciśnienie pod przyrządem określa się według wskazań manometru, a spadek ciśnienia spowodowany przepływomierzem — według rtęciowego manometru różnicowego.



Rys. 3.

Po montażu przyrządu na stoisku przeprowadza się jego próby. Przy otwartych zasuwach i zaworze dławiącym włącza się silnik elektryczny napędzający pompę i przeprowadza się ciecz przez cały obwód do tej chwili, dopóki w cieczy nie będzie już pęcherzyków powietrza, dobrze widocznych przez szkło kontrolne wmocowane w przewód. Potem odczytuje się wskazania, charakteryzujące pracę przyrządu.

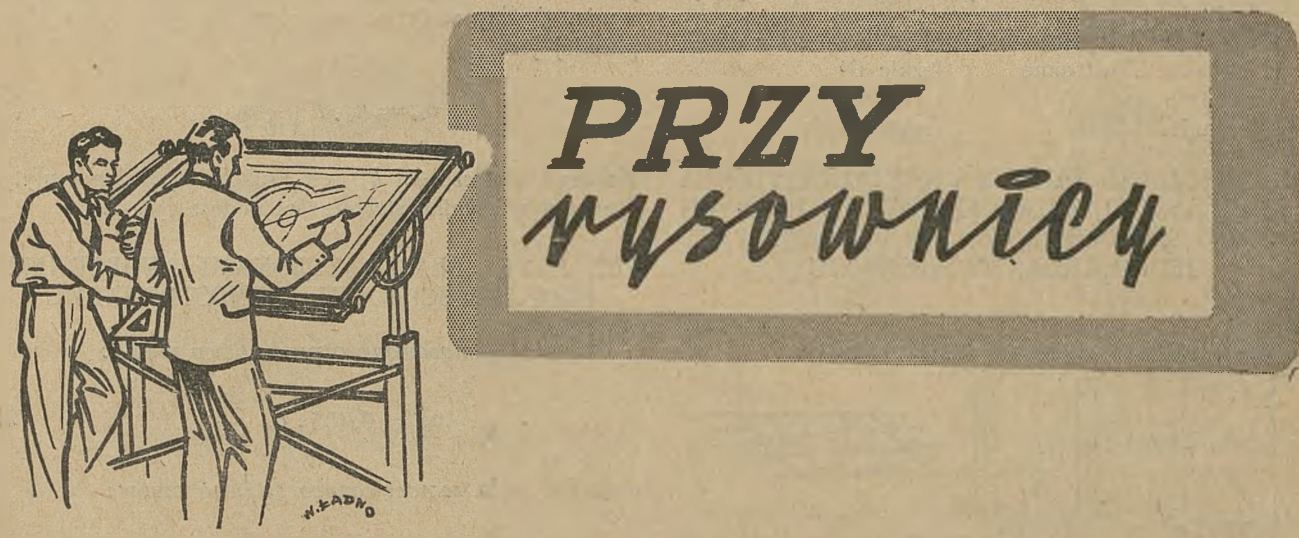
W tym celu ustala się przy pomocy zaworu dławiącego zakres wydatku cieczy, a zasuwą zamyka się doprowadzenie cieczy do przyrządu. Pompa przy tym pracuje „dla siebie" przez zawór przelewowy zamontowany albo w pompie, albo między ssącym i tłoczącym przewodem pompy i regulowany na pełny przepust cieczy przy ciśnieniu *3,5* kG/cm². Wskazówkę przyrządu ustawia się na zero, otwiera zasuwę i przeprowadza niezbędne pomiary.

Dokładność wskazań przyrządu, a w następstwie i określenie ilości paliwa przy rozdziale jego z samochodów-cystern i innych urządzeń zależy od sposobu użytkowania przepływomierzy i obchodzenia się z nimi.

Zastosowanie przepływomierzy *DB-40* i *DB-70* wyklucza straty paliwa przy rozdziale. Dlatego kierownicy pod zarządem których znajdują się urządzenia z tymi licznikami, winni wymagać, aby przyrządy były zawsze w porządku, a w wypadku uszkodzenia, żeby bezzwłocznie były remontowane i sprawdzane.

Celem podniesienia bezpieczeństwa ruchu i pracy przy spawaniu, cięciu gazowym i łukiem elektrycznym, zachodzi konieczność analizowania wypadków, jakie zachodzą w spawalnictwie.

W związku z powyższym Międzyministerialna Centralna Komisja Bezpieczeństwa i Higieny Pracy prosi o kierowanie do Instytutu Spawalnictwa w Gliwicach, ul. Bł. Czesława 16/18, odpisów wypadków zaszłych w zakładach pracy przy wykonywaniu robót spawalniczych. Pozwoli to Instytutowi Spawalnictwa na analizowanie przyczyn tych wypadków i realizowanie środków zapobiegawczych.



Stateczność płyt w konstrukcjach cienkościennych

WPROWADZENIE

W artykule niniejszym zebrane zostały wzory oraz wykresy potrzebne konstruktorowi lotniczemu do szybkiego przeliczania elementów cienkościennych. Wzory powyższe zebrano ze źródeł podanych w wykazie literatury.

Kierując się zrozumiałymi względami przejrzystości tekstu ujednostajniono oznaczenia oraz przerobiono przykłady ułatwiające czytelnikowi korzystanie z artykułu.

Numeracja rozdziałów jest następująca:
Cyfrą 1 na początku numeracji oznaczone są rozdziały dotyczące ściskania płyt wzgl. powłok, cyfrą 2, dotyczące zginania, cyfrą 3, dotyczące ścinania.

OZNACZENIA

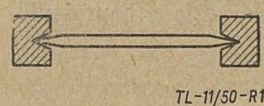
σ — naprężenie normalne [kG/mm^2]
τ — naprężenie styczne [kG/mm^2]
E — moduł elastyczności [kG/mm^2]
δ — grubość blachy [mm]
a, b, R — wymiary płyty
k — wskaźnik stateczności (bezwymiarowy współczynnik różny dla różnych rodzajów obciążenia płyty)
c — szerokość współpracująca

indeksy

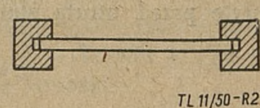
g — zginanie
c — ściskanie
s — ścinanie
r — rozciąganie
p — wartość przynależna do podłużnicy
o — naprężenie krytyczne

WSTĘP

W cienkościennych konstrukcjach lotniczych, problem stateczności cienkich płyt (blach) odgrywa zasadniczą rolę. Wskutek działania naprężeń w cienkiej płycie po przekroczeniu naprężenia krytycznego, powstaje pofałdowanie powierzchni. To zjawisko powoduje efekty wtórne oddziaływujące na zamocowanie płyty. Wartość naprężenia krytycznego w znacznym stopniu zależy od sposobu zamocowania płyty. Teoretycznie można rozróżnić: *zamocowanie przegubowe*, *zamocowanie sztywne* oraz *brak* zamocowania (boki swobodne).



Rys. 1. Zamocowanie przegubowe.



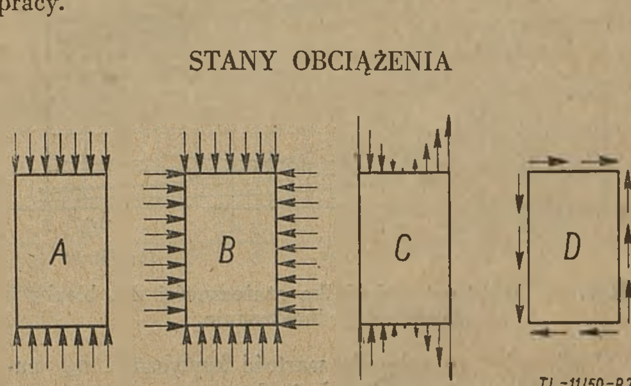
Rys. 2. Zamocowanie sztywne.

W celu ułatwienia nazywam brzeg obciążony *czołem*, a brzeg nieobciążony *bokiem płyty*. Naprężenie krytyczne przy którym następuje pofałdowanie powierzchni ogólnie wyraża się wzorem:

$$\sigma_o = k \cdot E \cdot \left(\frac{\delta}{b}\right)^2 \quad \textit{względnie} \quad \tau_o = k \cdot E \cdot \left(\frac{\delta}{b}\right)^2$$

Utrata stateczności płyty nie oznacza, że przestaje ona przenosić obciążenia, ulegają jedynie zmianie warunki pracy.

STANY OBCIĄŻENIA

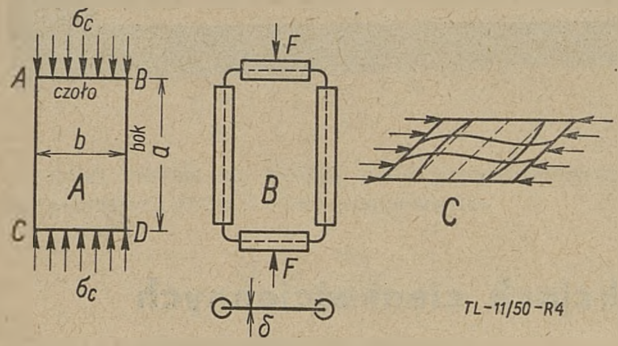


Rys. 3. Schematy obciążenia płyty.

Rozróżniamy następujące sposoby obciążenia płyty:

1	ściskanie jednostronne	(Rys. 3 — szkic A)
	ściskanie obustronne	(szkic B)
2	zginanie	(szkic C)
3	ścinanie.	(szkic D)

1.01. OBLICZANIE NAPRĘŻEŃ KRYTYCZNYCH DLA PŁYT (PŁASKICH) Z UWZGLĘDNIENIEM RÓŻNYCH SPOSOBÓW ZAMOCOWANIA CZOŁA I BOKÓW PRZY JEDNOSTRONNYM ŚCISKANIU



Rys. 4. Schemat obciążenia i odkształcenia płyty ściskanej jednostronnie.

Wprowadźmy nast. oznaczenia:

a — wymiar liniowy równoległy do linii działania sił (bok),

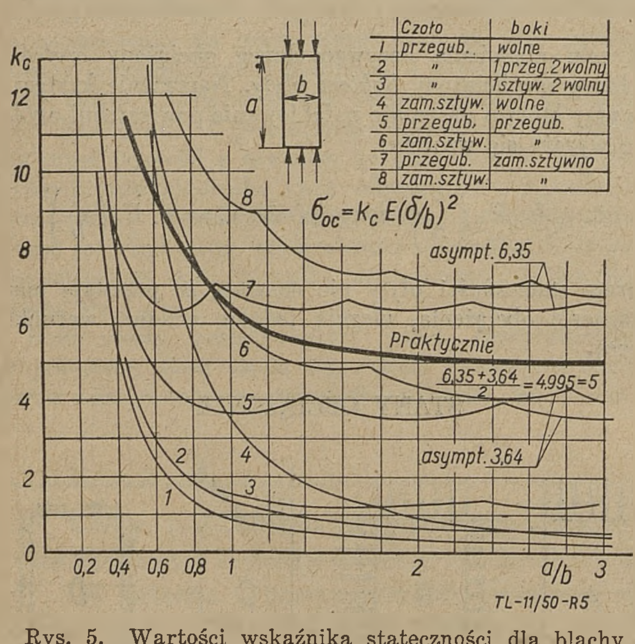
b — wymiar poprzeczny do linii działania sił (czoło),

$\frac{a}{b} = \lambda$ wydłużenie płyty.

Na płytę przed utratą stateczności działa naprężenie

$$\sigma_c = \frac{F}{b\,\delta}$$

gdzie F jest siłą ściskającą płytę.



Rys. 5. Wartości wskaźnika stateczności dla blachy ściskanej jednostronnie.

W chwili gdy σ_c osiągnie wartość krytyczną σ_{oc} nastąpi pofałdowanie powierzchni płyty wg. schematu podanego na *rys. 4C*. Ilość fal, które przy tym powstaną, jest zależna od wydłużenia płyty i od sposobu zamocowania. Ogólny wzór na naprężenie krytyczne dla płyty płaskiej jest

$$\sigma_{oc} = k_c \,.\, E \left(\frac{\delta}{b}\right)^2 \qquad (1)$$

Wskaźnik stateczności k_c jest funkcją wydłużenia płyty. Wartości wskaźnika stateczności podaje *rys. 5*.

1.02. PŁYTA PŁASKA Z BOKAMI SWOBODNYMI PODDANA ŚCISKANIU JEDNOSTRONNEMU

Dla czoła *zamocowanego przegubowo* mamy:

$$\sigma_{oc} = 0{,}905 \,.\, E \,.\, \frac{\delta^2}{a^2} \qquad (2)$$

oraz dla czoła *zamocowanego sztywno* mamy:

$$\sigma_{oc} = 3{,}62 \,.\, E \,.\, \frac{\delta^2}{a^2} \qquad (3)$$

Rozpatrując wzór *2* otrzymamy

$$k_c = 0{,}905 \left(\frac{b}{a}\right)^2$$

oraz ze wzoru 3 dostaniemy

$$k_c = 3{,}62 \left(\frac{b}{a}\right)^2$$

Wykresy dla różnych wydłużeń podaje *rys. 5*. Omawiane wyżej dwa przypadki (wzory *2* i *3*) odpowiadają krzywym oznaczonym na *rys. 5* cyframi *1* i *4*.

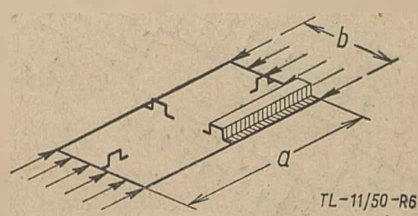
1.03. WPŁYW WYMIARÓW PŁYTY

Rozpatrując krzywe *5* i *8* na *rys. 5*, które odpowiadają warunkom pracy płyty w konstrukcjach lotniczych (usztywnienie boków i czół przy pomocy podłużnic i wręg) widzimy, że k_c pozostaje praktycznie stałe po przekroczeniu $\frac{a}{b} = 1$. Na wielkość k_c posiada wówczas wpływ tylko mniejszy wymiar płyty. Płyta o wydłużeniu ∞ posiada praktycznie tę samą wielkość k_c co płyta o wydłużeniu *2* i o tym samym wymiarze czoła. Widzimy jak krańcowo różne jest zjawisko ściskania płyty od ściskania pręta. Naprężenie krytyczne ściskające dla pręta wybitnie zależy od stosunku długości do jego szerokości przy stałej wysokości przekroju. Różnica ta spowodowana jest prowadzeniem boków płyty.

Przykład liczbowy. Mamy obliczyć naprężenie krytyczne ściskające dla płyty duralowej usztywnionej na wszystkich bokach omegówką duralową. Płyta jest wykonana z duralu.

Dane:

$$E = 7000\ kG/mm^2$$
$$\delta = 1\ mm$$
$$b = 200\ mm$$
$$a = 400\ mm$$
$$\frac{a}{b} = 2$$



Rys. 6.

Posługując się krzywą *8* (rys. 5) obliczymy: $k_c = 7{,}2$

$$\sigma_{oc} = 7{,}2 \,.\, 7000 \,.\, \left(\frac{1}{200}\right)^2 = 1{,}26 \ kG/mm^2$$

Jeśli zmniejszymy w tym samym przykładzie bok *b* na *150 mm*, pozostawiając inne wymiary niezmienione to otrzymamy:

$$\frac{a}{b} = 2{,}67 \ \ k_c = 6{,}8 \,; \ \ \sigma_{oc} = 4{,}73 \ kG/mm^2$$

W konstrukcjach lotniczych zwykle mamy do czynienia z wydłużeniem płyty większym niż *2*. Sposób zamocowania płyty jest dość wątpliwy. Trudno jest mówić o zamocowaniu przegubowym czy o zamocowaniu sztywnym płyty. Z tych względów dla obliczeń wstępnych można przyjmować wskaźnik stateczności na ściskanie k_c jako średnią arytmetyczną wartości asymptotycznych krzywych *5, 6, 7, 8* z rysunku *5*.

$$k_c = \frac{6{,}35 + 3{,}64}{2} = 4{,}995 \cong 5$$

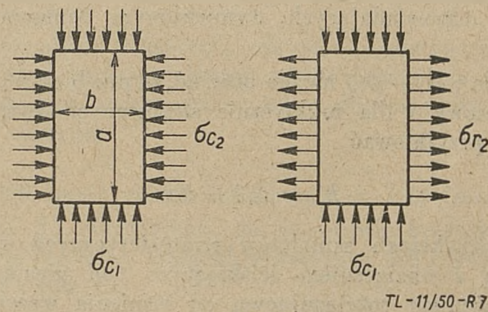
Ta wartość współczynnika stateczności k_c obowiązuje dla blach o wydłużeniu większym niż *2*. Należy pamiętać, że wartość ta obowiązuje dla płyt usztywnionych listwą lub kształtówką na czołach i bokach. Uproszczony wzór praktyczny dla powyższych założeń brzmi:

$$\sigma_{oc} = 5 \,.\, E \,.\, \left(\frac{\delta}{b}\right)^2 \qquad (4)$$

w przypadku płyty duralowej wzór ten przyjmie postać

$$\sigma_{oc} = 3{,}5 \,.\, 10^4 \,.\, \left(\frac{\delta}{b}\right)^2 \qquad (5)$$

1.04. OBLICZANIE NAPRĘŻEŃ KRYTYCZNYCH DLA PŁYT (PŁASKICH) OBCIĄŻONYCH SIŁAMI NORMALNYMI JEDNOCZEŚNIE NA BOKACH I CZOLE



Rys. 7.

Rys. 7. Po lewej stronie — ściskanie dwustronne płyty; po prawej — ściskanie i rozciąganie.

Podanymi niżej wzorami można posługiwać się jedynie przy rozpatrywaniu płyt o wydłużeniu większym niż *2*.

Naprężenia krytyczne wyraża wzór

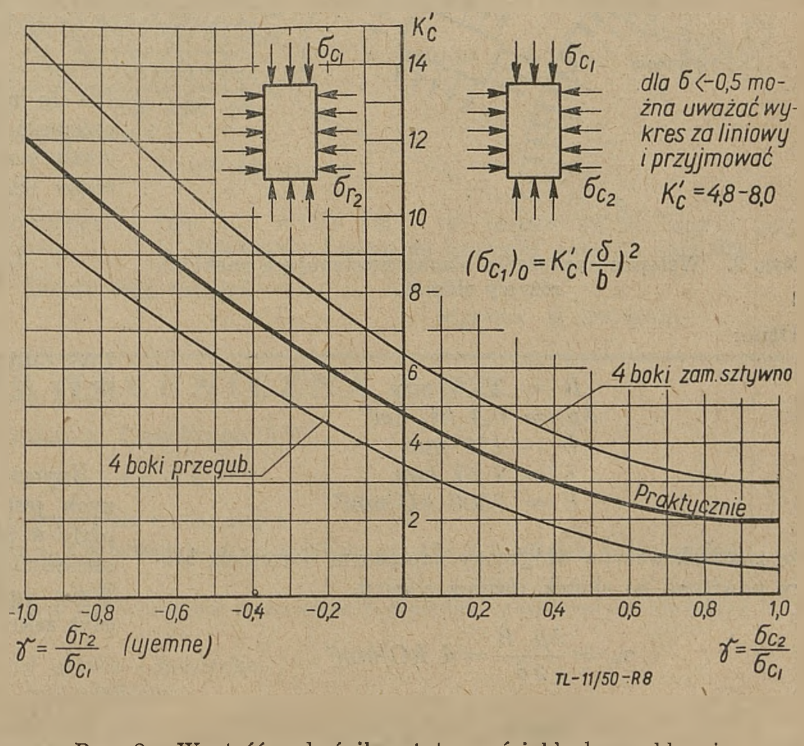
$$\sigma_{oc_1} = k'_c \,.\, E \,.\, \left(\frac{\delta}{b}\right)^2 \qquad (6)$$

Bezwymiarowy wskaźnik stateczności k'_c jest zależny od:

1) stosunku $\gamma = \frac{\sigma_{c2}}{\sigma_{c1}}$ lub $\gamma = \frac{\sigma_{r2}}{\sigma_{c1}}$ (dla przypadku ściskanie — rozciąganie γ ma wartość ujemną),

2) od warunków zamocowania płyty.

Rozciąganie boków powoduje podwyższenie naprężenia krytycznego na ściskanie. Z wykresów k'_c na *rys. 8* można wyciągnąć następujące wnioski:



Rys. 8. Wartość wskaźnika stateczności blachy poddanej dwustronnemu obciążeniu siłami normalnymi.

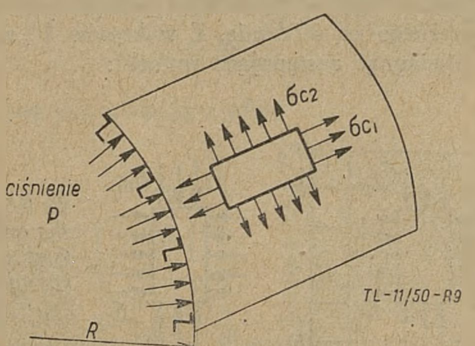
1) dla $\gamma = O$ tzn. dla $\sigma_{c2} = O$ mamy $k'_c = 3{,}64$, dla czoła zamocowanego przegubowo oraz $k'_c = 6{,}35$ dla czoła zamocowanego sztywno. Jak łatwo zauważyć są to wartości asymptotyczne krzywych podanych na *rys. 5* odpowiadających wymienionym zamocowaniom czoła,

2) dla $\gamma < -0{,}5$ można przyjąć, że przebieg $k'_c = f(\gamma)$ jest liniowy i dla praktycznie stosowanych konstrukcji można przyjmować

$$k'_c = 4{,}2 - 8\gamma \qquad (7)$$

W konstrukcjach samolotów stratosferycznych spotykamy się z obciążeniem ściskającym (od gięcia) oraz z obciążeniem rozciągającym od ciśnienia wewnętrznego. Przypadek ściskania dwustronnego wzajemnie prostopadłego występuje w konstrukcji łodzi podwodnych (gięcie i ciśnienie zewnętrzne). Należy podkreślić, że wzory oznaczone Nr *1, 4, 5* podane w rozdziałach *1.01, 1.02, 1.03* i *1.04* stosują się również do płyt wygiętych o dużym promieniu krzywizny. Granice stosowania powyższych wzorów określa wielkość $\frac{\delta}{R}$ gdzie R jest promieniem krzywizny. Naprężenia krytyczne dla płyt zakrzywionych będą rozpatrzone bliżej w rozdziale *1.05.*

Przykład liczbowy: mamy obliczyć naprężenie krytyczne dla płyty ściskanej, która jest częścią pokrycia pracującego kadłuba samolotu stratosferycznego. Zaniedbujemy wpływ promienia krzywizny. Wewnątrz kadłuba przy pomocy sprężarki jest utrzymywane ciśnienie atmosferyczne. Różnica ciśnień wynosi $0{,}4\ kG/cm^2$.



Rys. 9. Wstępne naprężenia blachy występujące naskutek różnicy ciśnień.

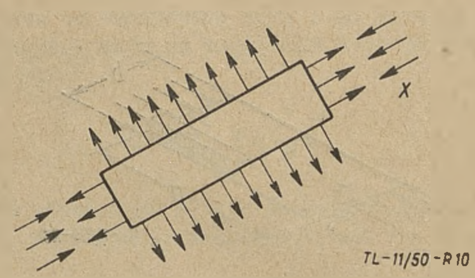
Dane:

$$R = 2500\ mm$$
$$\Delta p = 0{,}4\ kG/cm^2$$
$$b = 150\ mm$$
$$\delta = 1{,}25\ mm$$
$$E = 7000\ kG/mm^2$$

ze znanych wzorów obliczymy naprężenia normalne, które powstaną na skutek różnicy ciśnień.

$$\sigma_{r_1} = \frac{\Delta p \,.\, R}{2\delta} = 4\ kG/mm^2$$

$$\sigma_{r_2} = \frac{\Delta p\, R}{\delta} = 8\ kG/mm^2$$



Rys. 10.

Poszukiwane jest krytyczne naprężenie ściskające X, które może znieść płyta. Naprężenie ściskające powstanie naskutek gięcia kadłuba od sił na usterzeniu wysokości.

$$\sigma_{oc_1} = X - \sigma_{r_1} = X - 4$$

$$\gamma = \frac{\sigma_{r_2}}{\sigma_{c_1}} = -\frac{8}{X-4}$$

$$\sigma_{oc_1} = k'_c \,.\, E\left(\frac{\delta}{b}\right)^2$$

$$k_c = 2{,}06\ (X-4)$$

Jeśli przyjąć, że $k'_c = 4{,}2 - 8\gamma$ to obliczymy

$$2{,}06\ (X-4) = 4{,}2 - 8\left(-\frac{8}{X-4}\right).$$

stąd po rozwiązaniu względem X otrzymamy:

$$X_1 = \frac{20{,}68 + \sqrt{423 + 117{,}5}}{4{,}12} = 10{,}7\ kG/mm^2 = \sigma_{oc}$$

$$X_2 = \frac{20{,}68 - 23{,}4}{4{,}12} < O \ \ nierealne.$$

Jest to maksymalne naprężenie ściskające, które może przenieść blacha poddana wstępnemu rozciąganiu bez utraty stateczności. Naprężenie krytyczne dla takiego samego odcinka blachy od czystego ściskania wyniesie

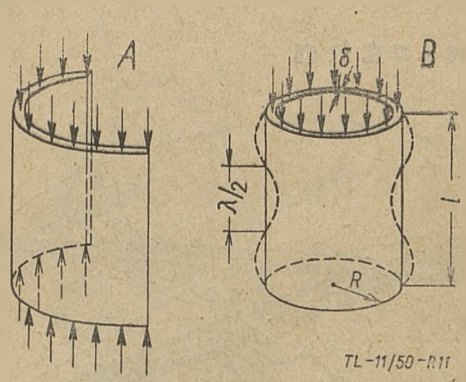
$$\sigma_{oc} = 35000 \,.\left(\frac{1{,}25}{150}\right)^2 = 2{,}42\ KG/mm^2$$

1.05. OBLICZANIE NAPRĘŻEŃ KRYTYCZNYCH DLA PŁYT ZAKRZYWIONYCH OBCIĄŻONYCH SIŁAMI NORMALNYMI

Naprężenie krytyczne dla płyt ściskanych zakrzywionych jest wyższe niż dla płyt płaskich. Zakrzywienie płyty w płaszczyźnie prostopadłej do kierunku działania obciążenia posiada wpływ ustateczniający.
Wzór ogólny na naprężenie krytyczne ściskające dla płyt zakrzywionych jest

$$\sigma_{oc} = 3\,E\left(\frac{\delta}{R}\right)^{1{,}42} \qquad (8)$$

Oznaczenia według *rys. 11 (A i B)*. Długość fali powsta-



Rys. 11.

jącej deformacji wyraża wzór

$$\frac{\lambda}{2} = \frac{\pi}{0.91} \cdot \sqrt{R\delta}$$

Zwraca się uwagę, że wzór na naprężenie krytyczne obowiązuje jeśli ściana cylindra jest usztywniona przez poprzeczne przegrody rozstawione od $\frac{3}{2}$ do $\frac{5}{2}$ długości fal.

Stąd oczywiście wskazówka jak należy rozstawiać żebra.

Przykład liczbowy: mamy ustalić naprężenie krytyczne ściskające oraz rozstaw żeber dla przedniej części kesonu skrzydła.

Dane:

$R = 200$ [*mm*], blacha duralowa $\delta = 1{,}25$ [*mm*].

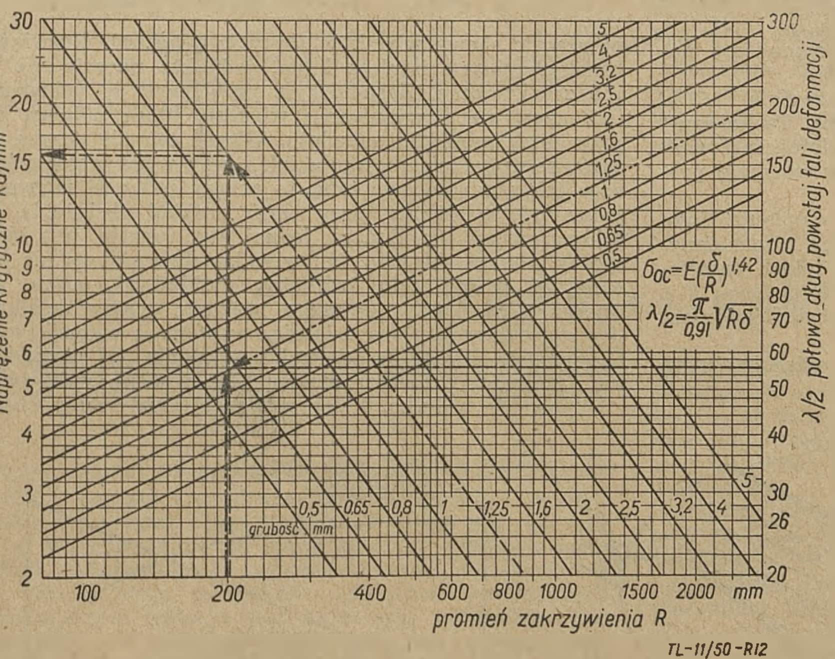
Z *rys. 12* odczytujemy, że naprężenie krytyczne wynosi *15,1 kG/mm²*. Długość powstającej fali odczytujemy również z *rys. 12*

$$\frac{\lambda}{2} = 55 \ mm$$

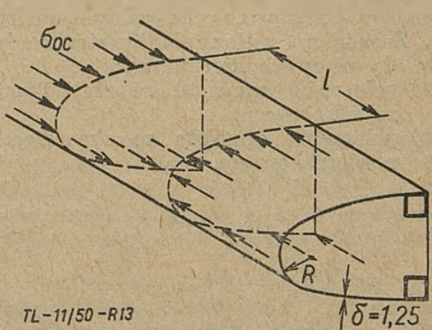
Zatem maksymalne rozstawienie żeber

$$l = 5 \,.\, 55 = 275 \ mm$$

Wymiary takie zapewnią pracę płyty zakrzywionej bez pofałdowania w rozpatrywanej części kesonu.



Rys. 12. Tablica naprężeń krytycznych dla zakrzywionych blach duralowych ściskanych. (Rr = 40 KG/mm).



Rys. 13. Wzory (8) i (9) stosuje się m. innymi przy obliczaniu kesonu na krawędzi natarcia skrzydła.

Dalszy ciąg nastąpi.

Mgr inż. R. Orłowski

Skrzynka techniczna

Po smutnym stwierdzeniu braku odzewu jakie zmuszeni byliśmy zamieścić w numerze *3(10)* z września b. r. „Techniki Lotniczej“ — obecnie możemy z wielką przyjemnością i zadowoleniem donieść naszym Czytelnikom, że doczekaliśmy się wreszcie oddźwięku na nasz apel. Do Skrzynki Technicznej wpłynęły listy Korespondentów, zawierające konkretny materiał przydatny dla umieszczenia w naszym piśmie; materiał, który niewątpliwie zainteresuje naszych Czytelników i z kolei może pobudzi Ich do podobnego wystąpienia.

——::——

Pierwszą jaskółką, która zwiastowała zmianę w sytuacji był list nadesłany nam przez inż. A. Uszackiego z WSK w Mielcu. Kol. Uszacki nadesłał przygotowany na podstawie swego długoletniego doświadczenia z pracy w przemyśle budowy samolotów materiał pomocny konstruktorom lotniczym przy „szybkich“, przybliżonych obliczeniach. Ze względu jednak na potrzebę dokonania porównania wyników przybliżonych z dokładnymi — nie zdążyliśmy materiału tego przygotować do niniejszego numeru. Postaramy się zamieścić go w następnym zeszycie.

——::——

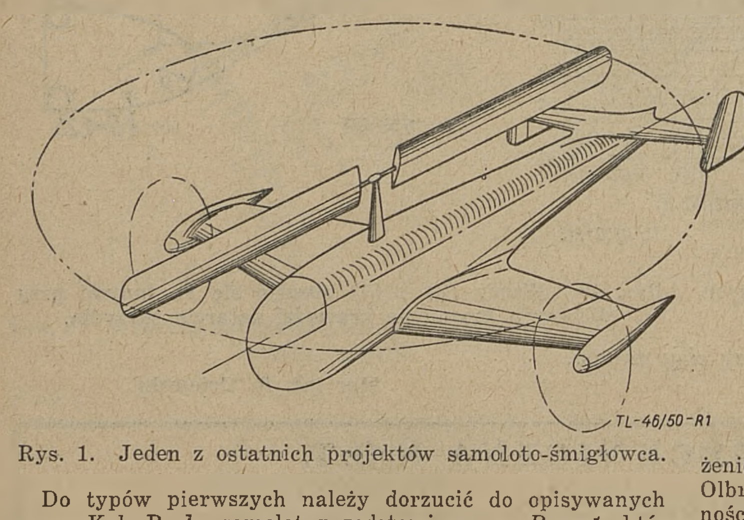
Dalej od mgr inż. R. Orłowskiego otrzymaliśmy następujące uwagi:

„Odnośnie zamieszczonej w *Nr 3(10)* z września *1950 r.* „Techniki Lotniczej“ w dziale „Nowości Techniczne“ *(str. 121)* wzmianki pod tytułem „Samoloto-śmigłowce“ nasuwają się pewne uwagi, o których zamieszczenie proszę Sz. Redakcję.

Ogólnie typy określone w cytowanej wzmiance jako „samoloto-śmigłowce“ nazywamy samolotami przemiennymi. Zasadniczo usiłowania konstruktorów takich samolotów idą w dwóch kierunkach:

1) połączenie samolotu ze skrzydłami ortodoksyjnymi ze śmigłowcem,

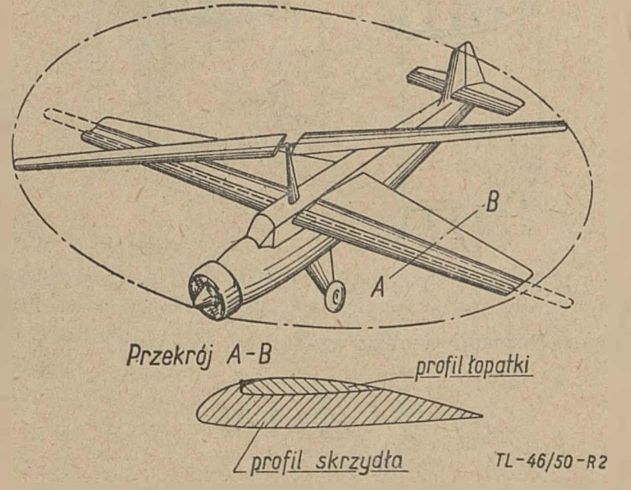
2) połączenie samolotu ze skrzydłami ortodoksyjnymi z wiatrakowcem.



Rys. 1. Jeden z ostatnich projektów samoloto-śmigłowca.

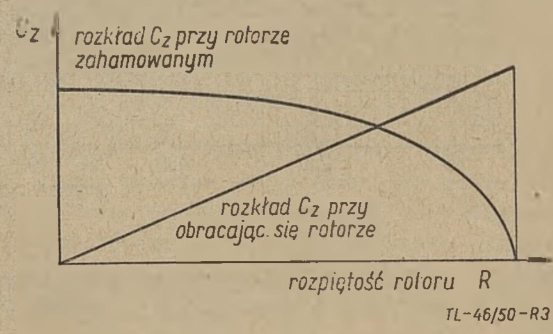
Do typów pierwszych należy dorzucić do opisywanych przez Kol. R. L. samolot przedstawiony na *Rys. 1*, którego omówienie znaleźć można w czasopiśmie *„American Helicopter“ Nr 4* z *1950 r.* Samolot ten posiada dwa normalne zespoły śmigło-silnikowe ze śmigłami ciągnącymi. Wirnik śmigłowca napędzany jest przez silnik w kadłubie. Start i lądowanie odbywa się jak na zwykłym śmigłowcu. Po nabraniu przez samolot wysokości i prędkości wirnik zostaje wyłączony, zaś łopatki przestawione tak, że ich cięciwa jest prostopadła do płaszczyzny skrzydła. Unieruchomiony wirnik w tym położeniu spełnia teraz rolę płaszczyzny ustateczniającej na kierunek.

Najprostszym połączeniem samolotu ze skrzydłem ortodoksyjnym z wiatrakowcem jest normalny górnopłat o bardzo dużym wydłużeniu i obciążeniu jednostkowym, który



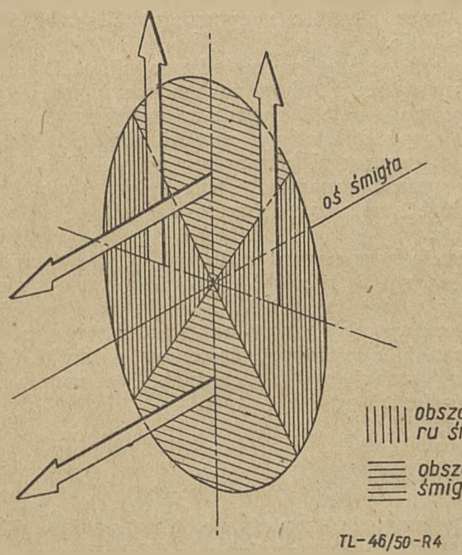
Rys. 2. Ciekawy projekt samoloto-wiatrakowca.

po starcie chowa wirnik w skrzydło *(Rys. 2)*. Rozwiązań konstrukcyjnych istnieje kilka, jednakże narazie nie są one zrealizowane. Zasadniczym problemem do pokonania jest chowanie i wysuwanie wirnika, które odbywa się przy dużej prędkości samolotu. Wirnik ten nie obraca się zarówno w trakcie chowania jak i przy wysuwaniu, działa więc jak skrzydło samolotu, to znaczy przenosi momenty gnące od obciążenia, przy czym rozkład obciążenia na zahamowanym wirniku, na jednej jego łopacie, jest identyczny jak na skrzydle. Na wirniku obracającym się istnieje, w przybliżeniu trójkątny rozkład C_z *(Rys. 3)*. Oprócz tego, korzystniejszego rozkładu mamy działanie siły odśrodkowej, która działając wspólnie z wypadkowym C_z ustawia łopatę w kierunku działania tej wypadkowej. Momentem niebezpiecznym jest właśnie wysuwanie i hamowanie wirnika, który przenosić musi wtedy obciążenie gnące, na jakie zasadniczo wirniki nie pracują. Olbrzymie trudności stanowią również kwestie stateczności.



Rys. 3. Rozkład współczynnika wyporu wzdłuż łopatki rotora samoloto-wiatrakowca pokazanego na rys. 2.

Na zakończenie chciałem dodać, że w *Nr 15 (1950 r.)* pisma *„La Recherche Aeronautique“* jest podany opis ciekawej próby zbudowania śmigła o przymusowo sterowanych łopatach *(Rys. 4)*, które stanowi próbę rozwiązania poruszonych powyżej problemów na innej drodze. Kąty na łopatach trójłopatowego śmigła są tak zmieniane, że każda z łopat podczas jednego obrotu daje dwa razy siłę w osi obrotu i dwa razy siłę skierowaną prostopadle do osi obrotu, przy czym siły skierowane prostopadle do osi obrotu dają wypór, zaś siły skierowane równolegle do osi dają ciąg. Na podstawie cytowanego artykułu wydaje się, że badania nad tego rodzaju śmigłami są we Francji posunięte dość daleko.“

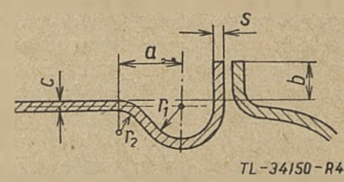


Rys. 4. Schemat pracy śmigła dającego jednocześnie ciąg i wypór.

O taką współpracę z nami nawoływaliśmy. Takich objawów współżycia Czytelników z Ich pismem pragnęliśmy. Nie wątpimy, że dobry początek uczyniony przez naszych Korespondentów zachęci dalszych Kolegów.

—::—

W numerze *3(10)* z września *1950 r.* „Techniki Lotniczej" w artykule pod tytułem: „Przy rysownicy. —



Uwagi o projektowaniu zbiorników paliwowych" na *str. 117* należy poprawić rysunek *4*, uzupełniając go do postaci przedstawionej powyżej, przez wrysowanie wymiaru „*b*". Jednocześnie w Tablicy *Nr 2* należy poprawić wielkość „*c*": jest ona zawsze równa *0,5 mm*, a nie jak wskazano w rubryce trzeciej od końca — *0,6*. W Tablicy *Nr 1* „głębokość *t*" należy oznaczyć literą „*x*" dla uzgodnienia z rysunkiem *2*.

W tym samym zeszycie w artykule pod tytułem „Eksploatacja zespołu silnikowego w warunkach zimowych" należy na wykresie w rysunku *2* na *str. 113* przy wszystkich oznaczeniach liczbowych „Temperatury zewnętrznego powietrza ^0C" postawić znaki „—" (minus), ponieważ wszystkie wskazane temperatury leżą poniżej O^0C. Na *str. 114*, kolumna *1* wiersz *3* od dołu: zamiast „*1000—2000* obr/min" winno być „*1000—1200* obr/min".

Na tym miejscu składamy serdeczne podziękowanie Tym naszym Kolegom-Korespondentom, którzy wymienione omyłki dostrzegli i przez szybkie ich podanie nam umożliwili wczesne ich sprostowanie.

Mgr inż. Stanisław Madeyski

Nowe książki

INŻ. ZOFIA MAŚLANKO. — „KOROZJA I OCHRONA PRZED KOROZJĄ MAGNEZU I JEGO STOPÓW". KATOWICE 1950 R.

Praca inż. *Zofii Maślanko* porusza w bardzo przejrzystej i przystępnej formie kwestje korozji i ochrony przed nią magnezu i jego stopów. Problem ten jest ważny ze względu na to, że stopy magnezu znajdują coraz większe zastosowanie w technice lotniczej, samochodowej, jak również przy produkcji aparatów precyzyjnych. Ochrona przed korozją jest naczelnym problemem przy wszystkich konstrukcjach i kładzenie na to specjalnego nacisku przysparza Państwu olbrzymie korzyści i oszczędności.

Praca inż. *Maślanko* dzieli się na trzy części: W pierwszej z nich autorka w bardzo ogólny sposób omawia zjawisko korozji, przyczyny jej powstawania i sposoby badania. Należy podkreślić niezwykle przystępną metodę jaką autorka wybrała przy podawaniu tych, niekiedy trudnych do zrozumienia zjawisk, które występują na powierzchni metali. Sądzę, że zjawiska te będą zrozumiałe nawet dla czytelnika który się nigdy nimi nie zajmował i przechodził obok nich w życiu codziennym zupełnie obojętnie.

W drugiej części książki jest omówione zjawisko korozji magnezu i jego stopów. Autorka bardzo szczegółowo potraktowała temat, podając jednocześnie wiele ciekawych własności magnezu i jego stopów oraz ich zachowania się w różnych warunkach powodujących korozję. Między innymi autorka umieściła wykaz wpływu różnych metali i zanieczyszczeń na korozję stopów magnezowych.

W trzeciej części autorka omawia sposoby ochrony stopów przed korozją, podając szereg metod zarówno mechanicznej ochrony (lakierowanie), jak i chemicznej (działanie odpowiednimi kwasami i solami na chronioną powierzchnię). Należy zwrócić uwagę na starannie i szczegółowo podaną recepturę wielu sposobów chemicznych chroniących stopy magnezu przed korozją. Dlatego też książkę tę zaliczyłbym do prac, z których zarówno inżynier jak i rzemieślnik może korzystać w swej codziennej pracy i może czerpać szczegółowe dane w omawianej dziedzinie.

Warto podkreślić przejrzystość układu książki, jak również systematykę omawianego zagadnienia. Można powiedzieć śmiało, że praca inż. *Zofii Maślanko* może być wzorem dla autorów piszących prace pod względem planowości ujęcia, jak również jasności rozwinięcia tematu. Bezwątpienia praca powyższa powinna się znaleźć w rękach każdego inżyniera i technika — metalurga w Polsce.

W. H.

N. W. Inoziemcew, W. S. Zujew. Awiacjonnyje gazoturbinnyje dwigatieli. Oborongiz 1949 str. 465.

Książka ta przeznaczona jest jako podręcznik dla lotniczych instytutów i studentów wyższych lat szkół technicznych.

Tematem jej jest silnik, którego wprowadzenie wywołało w ostatnich kilku latach prawdziwą rewolucję w lotnictwie. Autorzy przy pisaniu książki postawili sobie za zadanie omówienie: kierunku rozwoju współczesnych silników i teorii silnika turbo-odrzutowego, charakterystycznych rozwiązań konstrukcyjnych oraz ich zalety i wady, dając w ten sposób czytelnikowi duży zasób wiadomości i krytyczny pogląd na różne rozwiązania silników turbo-odrzutowych. Książka ta stanowi bardzo cenny materiał zarówno dla konstruktorów silnikowych, jak i płatowcowych z uwagi na szczegółowo opisaną sprawę zmian własności silnika w locie.

Z punktu widzenia eksploatacji ważne jest omówienie zużycia paliwa w różnych warunkach lotu, ujęte współczynnikiem *Ri kGsek/kGpal.* tj. impulsem na kilogram paliwa.

Dzieło to oparte w większej części na ostatnich zdobyczach radzieckich w zakresie napędów odrzutowych, stanowi bogaty i oryginalny materiał znacznie przewyższający inne wydawnictwa z tej dziedziny.

Po wstępie ujmującym historyczny rozwój silnika odrzutowego z zaakcentowaniem wkładu uczonych rosyjskich, autorzy omawiają zagadnienie napędu odrzutowego. Po podaniu opisu różnych typów silników zatrzymano się w dalszych rozdziałach tylko na jednym z nich, mianowicie na turbo-odrzutowym, który w ostatnich czasach znalazł najszersze zastosowanie.

Specjalny rozdział poświęcony jest metodzie obliczenia termodynamicznego, za pomocą której można określić zmianę parametrów czynnika przepływającego przez silnik.

Oddzielnie ujętym zagadnieniem jest spalanie z podaniem ciekawszych rozwiązań komór spalania. Dalsza część książki omawia szczegółowe charakterystyki gazowych turbin oraz określanie optymalnych parametrów i własności w locie.

Na zakończenie podane są metody regulacji i niektóre ciekawsze rozwiązania silników turboodrzutowych.

Książka obejmuje całość zagadnień związanych z konstrukcją tego typu silników z punktu widzenia termo- i aerodynamiki, rozwiązań konstrukcyjnych i eksploatacji, brak jest natomiast zagadnień wytrzymałościowo-technologicznych, które stanowią osobny temat omówiony w innych książkach.

Staranna szata zewnętrzna, wykaz oznaczeń, liczne wykresy i tabele czynią książkę b. użyteczną w praktyce.

Ukazanie się u nas tej książki w dość dużej ilości dostarczy zainteresowanym sporo cennego materiału z tej tak mało znanej a ciekawej dziedziny techniki, dając możliwości krytycznej oceny konstrukcji i rozszerzenia horyzontów twórczej myśli. *J. R.*

Nowe normy i projekty norm

Polski Komitet Normalizacyjny zawiadamia, że w miesiącu lipcu i sierpniu b. r. ukazały się drukiem następujące normy z dziedziny lotnictwa:

PN/L—76001 Świece lotnicze, ekranowane. Główne wymiary.
PN/L—76002 Świece lotnicze. Podkładki miedziane.
PN/L—76003 Świece lotnicze. Podkładki miedziano-azbestowe.
PN/L—76009 Przewody zapłonowe ekranowane. Ekran.
PN/L—02002 Silnik lotniczy tłokowy. Wytyczne ustalania przeciętnego ciężaru.
PN/L—76000 Świece lotnicze nieekranowane. Główne wymiary.
PN/L—76011 Przewody zapłonowe ekranowane. Oprawka zaczepu płaskiego.

Do naszych czytelników

Redakcja czasopisma „Technika Lotnicza" w porozumieniu z Zarządem Związku Polskich Inżynierów i Techników Lotniczych organizuje w dniu 6 lutego 1951 r. o godzinie 18-ej pp. w gmachu Instytutu Aerodynamicznego w Warszawie, ul. Nowowiejska 24

NARADĘ Z CZYTELNIKAMI

w sprawie programu naszego pisma. Na naradę tę zapraszamy wszystkich czytelników naszego pisma.

Celem przygotowania materiału wstępnego rozsyłamy przy bieżącym zeszycie

BEZIMIENNĄ ANKIETĘ

dotyczącą programu „Techniki Lotniczej".

Redakcja nasza zwraca się do Czytelników z gorącą prośbą o niezwłoczne i możliwie szczegółowe wypełnienie ankiety i odesłanie jej. Jesteśmy przekonani, że ankieta ta da nam realny obraz zainteresowań naszych Czytelników i pozwoli na racjonalniejsze ułożenie sobie programu artykułów, zaspakającego potrzeby wszystkich zainteresowanych.

Szczególnie ważne jest dla nas aby na ankietę odpowiedzieli wszyscy Czytelnicy, nie koniecznie prenumeratorzy. W braku formularzy prosimy odpisywać na zwykłych kartkach pocztowych. Ilość odpowiedzi będzie dla nas wskaźnikiem zainteresowania naszym pismem a dezyderaty Czytelników wytyczną przy układaniu programu. Najcenniejszą wskazówką będzie rzeczowa krytyka a ewentualne słowa uznania nagrodą za trudy pracy.

Spodziewamy się, że wśród czytelników naszych nie znajdzie się ani jeden, który po otrzymaniu ankiety zamiast odpisać i wysłać wyrzuci ją do kosza.

Spodziewamy się, że na naradzie znajdą się wszyscy którzy będą w tym dniu dysponowali czasem.

Spodziewamy się, że szybkie odesłanie wypełnionych formularzy pozwoli nam na omówienie wyników ankiety już na naradzie. Redakcja

TECHNIKA LOTNICZA — Kwartalnik Związku Polskich Inżynierów i Techników Lotniczych (Koło Lotnicze SIMP)
wydawany nakładem NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ
Redaguje Komitet Redakcyjny — Redaktor Naczelny — inż. Jan Paczoski
Redaktorzy działowi — inż. Stanisław Madeyski, inż. Jerzy Pindera, inż. Jan Staszek
Adres Redakcji: Warszawa 1, Nowowiejska 24.
Redaktor Naczelny przyjmuje we wtorki i czwartki godz. 17.30—18.30.
Adres Administracji: Administracja Czasopism Technicznych NOT, Warszawa, Czackiego 3/5, tel. 8-95-10 do 16.
KONTO PKO I-8100.
Cena pojedyńczego zeszytu 6.— zł. Prenumerata roczna 24.— zł. półroczna 12.— zł.
Organizacjom młodzieży uczącej się przysługuje zniżka 50% przy prenumeracie zbiorowej od 10 egz. wzwyż.
Prenumeraty za granicą: $4 wzgl. £1.

Druk. L.S.W. Nr 2 — Warszawa, ul. Skolimowska 5. Zam. 795 z dnia 23.X.50. B-134618

Grupa B

Nazwa czasopisma	Częstość ukazywania się	Cena nominalna zeszytu w 1951 r.	Przedpłata normalna			Przedpłata ulgowa		
			kwartalna	półroczna	roczna	kwartalna	półroczna	roczna
Energetyka	mies.	6. –	18.—	36 —	72. -	9. –	18. –	36. –
Gazeta Cukrownicza	mies.	4.50	13 50	27.—	54.—	9. –	18. –	36. –
Gaz, Woda i Technika Sanitarna . .	mies	6. —	18.—	36.—	72. -	9. –	18.—	36.
Materiały Budowlane	mies.	6.—	18.	36.—	72.—	9.—	18.—	36.—
Mechanik	mies.	9.	27.	54. -	108. -	9.—	18. –	36.—
Papiernik	mies.	3. -	9. -	18.—	36.	4.50	9.—	18.—
Przegląd Budowlany	mies.	9.—	27.—	54.	108.-	9.—	18. –	36. –
Przegląd Skórzany	mies.	4.50	13 50	27.—	54.—	9. —	18. —	36.—
Przegląd Spawalnictwa	mies.	4.50	13.50	27 —	54.	9.—	18. –	36. -
Przemysł Motoryzacyjny	kwart.	7.50	7.50	15.—	30.—	3 —	6.	12.—
Przemysł Drzewny	mies.	4 50	13.50	27.—	54. —	9.—	18.—	36 —
Przemysł Rolny i Spożywczy . . .	mies	7.50	22.50	45.—	90.—	9.—	18.	36. -
Przemysł Włókienniczy	mies.	9.	27. -	54.—	108.—	9.—	18.	36. -
Szkło i Ceramika	mies.	4.50	13.50	27.—	54 —	9.	18.—	36.—
Wiadomości Elektrotechniczne . . .	mies.	3 —	9.	18.—	36. -	4 50	9.	18.—
Wiadomości Telekomunikacyjne . .	mies.	3.—	9. -	18.	36.—	4.50	9.—	18.

2. Czasopisma wydawane przez Państwowe Wydawnictwa Techniczne

Grupa A

Nazwa czasopisma	Częstość ukazywania się	Cena nominalna zeszytu w 1951 r.	Przedpłata normalna			Przedpłata ulgowa		
			kwartalna	półroczna	roczna	kwartalna	półroczna	roczna
Biuletyn Przemysłu Materiałów Ogniotrwałych, konto PKO nr III-5571/110 adres admin. Gliwice, Łabędzka 45	półrocznik	6.—	—	—	12. —	—	—	6.—
Przegląd Górniczy, konto PKO nr III-55 72/110. adres admin. Katowice, ul. Stawowa 19	mies.	9.—	27.—	54. —	108. —	9. -	18. —	36.—
Hutnik, konto PKO nr III-5574/110. adres adm. Katowice, ul. Stawowa 19	mies.	9.—	27.—	54.—	108. —	9.—	18. —	36. —

Grupa B

Cement, konto PKO nr III-5315/110. adres admin. Sosnowiec, ul. 3-go Maja 22	mies.	4.50	13.50	27. —	54.—	9.—	18. —	36.
Chemik, konto PKO nr III-5570/110, adres adm. Katowice, ul. Stawowa 19	mies.	4.50	13.50	27. -	54.—	4.5—	9.—	18. —
Nafta, konto PKO nr IV-2651, adres admin. Kraków, Łobzowska 49 . .	mies.	6. –	18.—	36.—	72. —	9.—	18.—	36—
Przegląd Odlewniczy, (pismo nowe będzie wydawane od 1.I.51) . . .	mies.	6. —	18.—	36. —	72—	9. —	18.—	36.—
Wiadomości Górnicze, konto PKO nr III-5573/110 adres admin. Katowice, ul. Stawowa 19	mies.	4.50	13.50	27. —	54.—	4.50	9. —	18. -
Wiadomości Hutnicze, konto PKO nr III-5575/110 adres admin. Katowice, ul. Stawowa 19	mies.	4.50	13.50	27. —	54. —	4.50	9. —	18.—

(c. d. na IV. str. okładki)

3. Czasopisma wydawane przez Wydawn. Komunikacyjne

Grupa A

Nazwa czasopisma	Częstość ukazywania się	Cena nomin. zeszytu w 1951 r.	Przedpłata normalna			Przedpłata ulgowa		
			kwartalna	półroczna	roczna	kwartalna	półroczna	roczna
Drogownictwo, konto PKO nr I-8523, adres admin. Warszawa, ul. Kazimierzowska 52	mies.	6. –	18 .—	36. —	72.—	9.	18.	36.—
Motoryzacja, k-to PKO nr I-1955/110, adres admin. Warszawa, ul. Żurawia 24a m. 21	mies.	4 50	13.50	27.	54 —	4 50	9.—	18.-

Grupa B

Nazwa czasopisma	Częstość ukazywania się	Cena nomin. zeszytu w 1951 r.	Przedpłata normalna kwartalna	Przedpłata normalna półroczna	Przedpłata normalna roczna	Przedpłata ulgowa kwartalna	Przedpłata ulgowa półroczna	Przedpłata ulgowa roczna
Przegląd Kolejowy, k-to PKO nr I-8523 adres admin. Warszawa, ul. Kazimierzowska 52	mies.	7.50	22.50	45.—	90.—	9 —	18.	36.—

Do korzystania z przedpłat ulgowych są uprawnieni:

W grupie A

Członkowie stowarzyszeń technicznych, zrzeszonych w NOT, przy abonowaniu co najmniej pięciu egzemplarzy czasopism, wydawanych przez PWT i WK, poprzez oddział NOT, lub oddział stowarzyszenia technicznego.

Studenci wyższych uczelni przy abonowaniu co najmniej pięciu egzemplarzy poprzez koła naukowe, lub inne zrzeszenia studentów wyższych uczelni.

W grupie B

Członkowie związków zawodowych przy abonowaniu co najmniej pięciu egzemplarzy poprzez oddział związku, koła związku lub radę zakładową.

Członkowie stowarzyszeń technicznych zrzeszonych w NOT, przy abonowaniu co najmniej pięciu egzemplarzy czasopism wydawanych przez PWT i WK, poprzez oddział NOT lub oddział stowarzyszenia technicznego.

Studenci wyższych uczelni przy abonowaniu co najmniej pięciu egzemplarzy poprzez koła naukowe lub inne zrzeszenia studentów wyższych uczelni.

Uczniowie szkół zawodowych przy abonowaniu co najmniej pięciu egzemplarzy poprzez dyrekcję szkoły.

Kluby racjonalizatorskie przy abonowaniu co namjniej pięciu egzemplarzy.

Jednocześnie przypominamy, że sprawę przedpłaty ulgowej czasopism wydawanych przez NOT dla członków stowarzyszeń technicznych zrzeszonych w NOT reguluje okólnik NOT znak 7461/8008/9008 50 z dnia 7 sierpnia br., przewidujący ulgi przy indywidualnych przedpłatach czasopisma „Przegląd Techniczny" i jednego czasopisma branżowego dla członków stowarzyszeń zrzeszonych w NOT.

NACZELNA ORGANIZACJA TECHNICZNA
PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE
WYDAWNICTWA KOMUNIKACYJNE

Warszawa, dnia 18 sierpnia 1950 r.